

**E.A. Bratu**

# **OPERATII UNITARE ÎN INGINERIA CHIMICĂ**

**Vol. I**

**Editura tehnică**



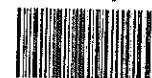
Fd. 74/1

Emilian A. Bratu

# OPERATII UNITARE ÎN INGINERIA CHIMICĂ

Vol. I

BCU Cluj-Napoca



CHIMI 1984 71401



EDITURA TEHNICA  
București — 1984



Lucrarea, prevăzută să apară în trei volume, tratează operațiile și utilajele din industria chimică.

Volumul de față, primul al lucrării, are trei părți: Partea întâi, *pregătitoare*, cuprinde: mărimi, unități de măsură, analiza dimensională, similitudine, bilanțul de materiale și bilanțul termic. Partea a doua, *operații mecanice*, prezintă: sisteme eterogene, transportul și dozarea materialelor granulare, mărunțirea materialelor, fracționarea granulometrică a amestecurilor polidisperse solide. Partea a treia și ultima, *curgerea și transportul fluidelor*, cuprinde: mecanica fluidelor, conducte și armături, pompe pentru lichide, pompe pentru gaze și pompe de vid.

Majoritatea fundamentărilor teoretice din lucrare sunt însoțite de figuri, diagrame, tabele și exemple numerice de calcul.

Lucrarea se adresează inginerilor chimiști din institutele de cercetare, proiectare, producție și învățământ, precum și studenților de la universități și institute politehnice.

Redactor: ing. FILOMENOS SAVIN  
Tehnoredactor: MARIA TRĂSNEA  
Copertă: SIMONA DUMITRESCU

Bun de tipar: 4.1.1983. Coli de tipar: 29.  
C.Z. 66.01/02

Tiparul executat sub comanda nr. 337/1983,  
la Întreprinderea Poligrafică „Crișana”,  
Oradea, str. Moscovei nr. 5,  
Republica Socialistă România



Mr. Fol. 714/384

Fol. 714 / i.

## CUPRINS

### Volumul I

#### Introducere

#### Partea I. Pregătitoare

- Cap. 1. Mărimi; unități de măsură; analiza dimensională; similitudine
- Cap. 2. Bilanțul de materiale
- Cap. 3. Bilanțul termic

#### Partea a doua. Operații mecanice

- Cap. 4. Sisteme eterogene
- Cap. 5. Transportul și dozarea materialelor granulare
- Cap. 6. Mărunțirea materialelor
- Cap. 7. Fracționarea granulometrică a amestecurilor polidisperse solide

#### Partea a treia. Curgerea și transportul fluidelor.

- Cap. 8. Mecanica fluidelor
- Cap. 9. Conducte și armături
- Cap. 10. Pompe pentru lichide
- Cap. 11. Pompe pentru gaze
- Cap. 12. Pompe de vid

Anexa

### Volumul II

#### Partea a patra. Operații în sisteme eterogene

- Cap. 13. Amestecarea
- Cap. 14. Sedimentarea
- Cap. 15. Filtrarea
- Cap. 16. Centrifugarea
- Cap. 17. Separarea sistemelor eterogene gazoase

#### Partea a cincea. Operații termice

- Cap. 18. Transferul termic
- Cap. 19. Încălzirea aparatelor din industria chimică
- Cap. 20. Schimbătoare de căldură
- Cap. 21. Răcirea și condensarea
- Cap. 22. Vaporizarea
- Cap. 23. Cristalizarea
- Cap. 24. Uscarea

### Volumul III

#### Partea a șasea. Operații de difuziune

- Cap. 25. Difuziunea
- Cap. 26. Absorbția
- Cap. 27. Distilarea și rectificarea
- Cap. 28. Sublimarea
- Cap. 29. Adsorbția
- Cap. 30. Extracția lichid-lichid
- Cap. 31. Fluidizarea
- Cap. 32. Fenomene de transfer



## Introducere

|                                                                             |    |
|-----------------------------------------------------------------------------|----|
| 1. Caracteristicile industriei chimice .....                                | 5  |
| 2. Dezvoltarea unui proces tehnologic .....                                 | 6  |
| 2.1. Invenția .....                                                         | 6  |
| 2.2. Documentarea .....                                                     | 6  |
| 2.3. Cercetarea economică prealabilă .....                                  | 7  |
| 2.4. Cercetarea de laborator .....                                          | 7  |
| 2.5. Proiectarea stației pilot .....                                        | 7  |
| 2.6. Cercetarea în stația pilot .....                                       | 8  |
| 2.7. Proiectarea, construcția și montarea instalației semiindustriale ..... | 8  |
| 2.8. Cercetarea în instalația semiindustrială .....                         | 8  |
| 2.9. Proiectarea instalației industriale .....                              | 8  |
| 2.10. Construirea utilajelor și montarea instalațiilor .....                | 9  |
| 2.11. Punerea în producție .....                                            | 9  |
| 2.12. Exploatarea .....                                                     | 9  |
| 2.13. Perfecționarea .....                                                  | 9  |
| 3. Observații generale .....                                                | 9  |
| 4. Operații unitare în industria chimică .....                              | 10 |
| 5. Ingineria chimică .....                                                  | 14 |
| 5.1. Câteva definiții ale ingineriei chimice .....                          | 19 |
| 5.2. Principalele probleme actuale ale ingineriei chimice .....             | 22 |
| 6. Ingineria chimică în țara noastră .....                                  | 22 |
| Bibliografie .....                                                          | 22 |
| Bibliografie generală .....                                                 | 24 |

## Introducere

### 1. Caracteristicile industriei chimice

Industria chimică este ramura industrială care, prin prelucrări fizice și chimice, transformă materiile prime în materiale și produse de valoare și utilitate superioare.

Prelucrările sînt *chimice* cînd produc transformări moleculare și sînt *fizice* cînd ele nu schimbă constituția chimică ci starea fizică a materiilor prime.

Exemple de fabricații cu transformări moleculare: fabricarea acidului sulfuric, fabricarea sodei, sinteza amoniacului, sinteza clorurii de vinil, obținerea penicilinei (prin fermentare), fabricarea firelor și fibrelor sintetice, obținerea fontei din minereu sau, fabricarea cimentului.

Exemple de prelucrări fără schimbări chimice: separarea oxigenului și azotului din aer, obținerea gazelor comprimate și lichiefiate, separarea fracțiunilor din țiței, obținerea vopselelor (prin amestecarea constituenților), prepararea betonului.

De cele mai multe ori, fabricațiile industriei chimice sînt mixte, fiind formate atît din faze fizice cît și din faze chimice: de obicei fazele fizice sînt cu mult mai numeroase decît cele chimice.

Definiția de mai sus a industriei chimice înglobează și celelalte industrii de prelucrare: industria petrochimică, industria alimentară, industria ușoară, industria materialelor de construcție, industria metalurgică. Domeniile acestora sînt fixate convențional, urmărind mai mult scopuri de conveniență administrativă.

Principală caracteristică a industriei chimice este *diversitatea*: diversitatea materiilor prime (minerale, vegetale, animale), diversitatea mijloacelor de fabricație (toate formele de energie, toate materialele de construcție, domenii largi de temperatură, presiune și de pH, radiații, catalizatori, fermenți), diversitatea mijloacelor de informație, de investigație și de urmărire a producției, diversitatea produselor (cîteva milioane de substanțe chimice, peste zece mii de produse de mare și foarte mare tonaj), diversitatea utilajelor și a procedeelor de fabricație.

O altă caracteristică a industriei chimice este *complexitatea* unităților ei industriale. Numai rareori o fabrică chimică obține un singur produs: aproape totdeauna, unitățile industriale își diversifică sortimentul în mai multe produse din aceleași materii prime sau valorificînd superior produsele inițiale, subprodusele și deșeurile. Se ajunge astfel la combinate, care sînt mari uzine integrate, cu complicate legături între aparate și secții.

O a treia particularitate a industriei chimice este *dinamismul* rapid al introducerii progresului științific și tehnic, ceea ce se constată prin schimbarea frecventă a proceselor tehnologice, a utilajului sau a condițiilor de lucru. Mici ameliorări sau perfecționări importante ale instalațiilor se pot dovedi avantajoase chiar dacă vechile utilaje nu au fost încă amortizate. Sînt citate exemple în care unele utilaje au arătat „uzură morală” inacceptabilă înainte chiar de a fi montate sau puse în funcțiune; unele produse (medicamente, cosmetice) pot fi depășite de altele înainte de a fi apărut pe piață.

Marea majoritate a proceselor tehnologice chimice sînt în *flux continuu*, ceea ce permite o *automatizare* mai ușoară și mai completă, o *supraveghere permanentă* a parametrilor principali (temperaturi, presiuni, debite, nivele, concentrații) prin enorme tablouri centrale și *optimizarea continuă* electronică, prin care se aduc la valorile optime condițiile de lucru cînd ele au deviat din cauze exterioare, interioare sau impuse.

Tot ca urmare a proceselor sale continue, automatizate și de mare producție, industria chimică se distinge prin *manoperă redusă*, dar calificată, și în consecință, prin valori înalte ale productivității muncii.

Mai trebuie adăugate cerințele de protecție a muncii și a mediului înconjurător (toxicitate, incendii) și de combatere a coroziunii utilajelor, care într-o uzină chimică se impun cu mai multă severitate.

Ca toate unitățile industriale, fabrica, uzina sau combinatul chimic pune, în continuu, grele și complicate probleme științifice, tehnice, economice, informaționale și sociale.

## 2. Dezvoltarea unui proces tehnologic

Procesele tehnologice parcurg un lung și complicat drum pînă a deveni un procedeu productiv, competitiv. În evoluția unui procedeu tehnologic se pot distinge următoarele etape:

### 2.1. Invenția

Invenția este intuiția sau ideea nouă, mai vagă sau mai precis conturată în mintea inventatorului. Ea este rodul gîndirii continue și intense asupra unei observații, unei analogii sau asupra unei analize teoretice sistematice. Mai rar invenția este amorțată de observarea întîmplătoare a unui fenomen. De obicei, geneza ideii inițiale nu poate fi urmărită. Pînă la clarificarea ideii într-o formă utilizabilă trec, adesea, mai mulți ani. Invenția poate să se refere la un întreg proces tehnologic, la o fază a unui proces tehnologic, la un aparat al instalației de fabricație, la perfecționarea unei tehnologii sau a unui aparat. În ultimul timp se experimentează metode de stimulare, în colective de specialiști, a invențiilor.

### 2.2. Documentarea

Documentarea ajută la clarificarea invenției și confruntarea ei cu cunoștințele mondiale existente, publicate în cărțile și revistele de specialitate. Cercetarea zilnică sistematică este obligatorie pentru a cunoaște noutățile

tehnice într-un anumit domeniu, pentru sugestii și precizări, utile propriilor căutări. Cunoașterea cîtorva limbi străine de circulație universală este necesară; necunoașterea lor este o adevărată infirmitate intelectuală.

### 2.3. Cercetarea economică prealabilă

Cercetarea economică prealabilă are scopul ca, pe baza unor informații provizorii și aproximative (documentare, analogii, aprecieri), să se evalueze dacă obiectul invenției este interesant din punct de vedere economic și realizabil din punct de vedere tehnic, sau dacă merită sau nu să se continue cercetările.

### 2.4. Cercetarea de laborator

Este etapa în care se demonstrează reproductivitatea experimentală a invenției și se determină condițiile optime. Se lucrează la început în aparatură din sticlă și apoi în aparatură metalică, cu o echipă de cercetători de diferite specialități. Se recomandă să se economisească timp și efort prin „planificarea experiențelor”.

### 2.5. Proiectarea stației pilot

Este luată în seamă numai dacă etapele precedente s-au dovedit favorabile sau promițătoare pentru succesul procesului tehnologic cercetat.

Instalația pilot este de mai multe feluri, după scopul urmărit:

a. Cînd, pentru testarea calităților produsului sau pentru introducerea lui pe piață este nevoie de eșantioane mai mari decît cele pe care le poate furniza instalația de laborator (exemplu, testarea medicamentelor), se construiește o instalație pilot cu acest scop. Pentru această instalație se pun mai puține restricții de rentabilitate economică și acurateță tehnică, dar se insistă asupra calității produsului.

b. Aproape totdeauna unei instalații pilot, i se cer informații tehnologice care să permită elaborarea proiectului instalației industriale. Se recomandă ca, pe baza unei tentative de proiectare, să se alcătuiască un chestionar amănunțit cu informațiile necesare proiectantului, și care urmează să fie furnizate de stația sau de stațiile pilot. Nu este necesar, nici recomandabil, să se construiască, la scară, întreaga instalație pilot, dar se va construi după toate regulile proiectării partea specifică noului proces tehnologic. Această parte a instalației va fi dotată cu toate dispozitivele și mijloacele de măsurare necesare. Instalația pilot se va construi la cea mai mică scară la care informațiile cerute pot fi obținute cu precizia utilă. Uneori este necesar să se construiască instalația pilot în mai multe variante sau la diferite scări, de exemplu, o instalație pilot pentru studiul hidrodinamicii pe talerele unei coloane de rectificare va fi formată dintr-un tronson cu numai cîteva talere identice ca formă și dimensiuni cu cele ale coloanei industriale.

c. Pentru produse noi sau cînd se folosesc materiale de construcție noi, proiectantul are nevoie de informații asupra rezistenței, îmbătrînirii,



coroziunii în condiții (temperatură, compoziție chimică și viteză a lichidului, sarcină și prelucrare a metalului) identice cu cele din instalația industrială. Pentru acest scop, o instalație pilot specială este necesară.

d. *Machetele* sînt mai sugestive decît planurile, pentru formarea unei imagini de ansamblu asupra unei instalații. În ultimii ani, ele servesc împreună cu planurile, la operațiile de montaj ale aparatelor și conductelor.

## 2.6. Cercetarea în stația pilot

Cercetarea în stația pilot decide soarta (adoptarea, modificarea sau abandonarea) unui proces tehnologic nou. De aceea, cercetarea în instalația pilot trebuie executată cu multă grijă și conștiinciozitate. Este bine ca instalația pilot să fie montată într-o unitate industrială de profil apropiat sau în întreprinderea în care va funcționa viitoarea instalație industrială; aceasta pentru a beneficia de zestrea tehnică a întreprinderii, inclusiv de materiile prime, intermediare și utilitățile necesare. Toate nelămuririle tehnice vor fi elucidate în această etapă. Cercetarea în instalația pilot, și cu atît mai mult într-o instalație semiindustrială, este costisitoare (în bani, muncă și timp); de aceea, programarea rațională a experimentării este absolut necesară.

## 2.7. Proiectarea, construcția și montarea instalației semiindustriale

Acestea sînt etape necesare pentru procesele tehnologice bazate pe principii noi de funcționare sau atunci cînd raportul între instalația industrială și instalația pilot este prea mare. Cînd instalația industrială este alcătuită din elemente identice (module) alăturate (de exemplu, cuptoarele de cocsificare, reactoarele catalitice tubulare), instalația semiindustrială va fi formată dintr-un astfel de element (un modul industrial).

## 2.8. Cercetarea în instalația semiindustrială

*Cercetarea în instalația semiindustrială* întîrzie mult realizarea procesului final. De aceea, în instalația semiindustrială se vor cerceta numai acele probleme pentru care nu au fost obținute rezultate certe în instalația pilot și cele la care se bănuiește un „efect de scară”. Prin *efect de scară* se înțelege abaterea de la rezultatele previzibile prin metodele similitudinii.

## 2.9. Proiectarea instalației industriale

Aceasta se face de către o echipă de proiectanți de toate specialitățile necesare (ingineri chimiști, ingineri mecanici de utilaj chimic, automatiști, matematicieni) condusă de un șef de proiect cu experiență. Inginerilor chimiști și tehnologilor le revine definitivarea schemei tehnologice și calculul de dimensionare tehnologică (inclusiv optimizarea procesului), iar inginerilor mecanici, constructori de utilaje chimice, calculul de rezistență, proiectarea utilajelor și realizarea desenelor de execuție.

## 2.10. Construirea utilajelor și montarea instalațiilor

Se execută de către întreprinderi specializate în construcția utilajului chimic și montajului; sub permanentă supraveghere a proiectanților și a tehnologilor beneficiari.

## 2.11. Punerea în producție

Pînă la atingerea parametrilor de proiectare, punerea în producție cere inginerilor chimiști și tehnologilor care au această sarcină, mult simț tehnic, o îndelungată experiență de uzină chimică, cunoașterea pînă la cele mai mici amănunte a procesului tehnologic, a proiectului și a fundamentelor teoretice care justifică fiecare operație.

## 2.12. Exploatarea

Pentru colectivul de ingineri, tehnicieni și muncitori, exploatarea înseamnă organizarea științifică a întregii activități productive: instruirea personalului, realizarea la toți indicii a planului de producție, întreținerea și repararea utilajelor, asigurarea protecției preventive a muncii, rezolvarea convenabilă a relațiilor dintre toate compartimentele uzinei și dintre uzină și mediul ambiant.

## 2.13. Perfecționarea

Cu atingerea unei producții la parametrii tehnico-economici proiectați și cu stăpînirea sigură a funcționării instalațiilor, rolul personalului tehnic nu s-a terminat. El continuă să fie preocupat de perfecționarea procesului tehnologic: de micșorarea consumurilor (de materii prime și auxiliare, de energie și utilități), de creșterea productivității muncii, de îmbunătățirea calității produselor, mărirea sortimentului, micșorarea prețului de cost ... și, între timp, intervine o nouă invenție cu etapele ei de dezvoltare.

## 3. Observații generale

— În toate etapele dezvoltării procesului tehnologic, inventatorul, cercetătorii, proiectanții, tehnologii trebuie să aibă mereu în vedere finalizarea industrială.

— Colectivul se va îngriji de formarea, stimularea și dezvoltarea unei ambianțe de creativitate, de inițiativă și de curiozitate științifică și tehnică.

— Inginerul și tehnicianul chimist — cercetători, proiectanți sau tehnologi — au rol principal sau auxiliar în toate etapele de dezvoltare ale unui proces tehnologic. Pentru aceasta i se cere o pregătire temeinică de chimie, fizică, chimie-fizică, matematică și cunoștințe de bună orientare în mecanică, electrotehnică, electronică și automatizare.

— Între invenție și valorificarea ei industrială trec, de obicei, mai mulți ani. Este de cea mai mare importanță ca acest interval de timp să fie scurtat, micșorând durată etapelor. Cunoștințele teoretice și tehnice actuale, experiența proiectanților și eficacitatea mijloacelor moderne de calcul și proiectare permit scurtarea sau chiar ocolirea unora dintre etape ca — de exemplu — cercetarea în instalația pilot și cercetarea în instalația semiindustrială; programarea experiențelor, modelarea, simularea, optimizarea, analiza și sinteza schemelor tehnologice sînt utile și eficiente pentru a ajunge mai repede la producția industrială.

#### 4. Operații unitare în industria chimică

Procesele tehnologice ale industriei chimice, ca și cele ale celorlalte industrii de prelucrare, sînt alcătuite dintr-un complex de operații succesive, paralele sau ciclice, de natură fizică, chimică sau combinată.<sup>1)</sup>

Operațiile unui proces tehnologic pot fi grupate în:

- operații preliminare, de pregătire a materialelor prime; de exemplu, măruntire, cernere, amestecare, filtrare, centrifugare, încălzire, răcire;
- operații principale, de obicei operații chimice din care rezultă produse intermediare sau semifabricatele; de exemplu, reacții de sinteză, polimerizare, calcinare, descompunere;
- operații de finisare, prin care produsele semifabricate sînt prelucrate în produse finite, comercializabile, cu proprietățile cerute de beneficiari; de exemplu: sortare, filtrare, centrifugare, distilare, rectificare, extracție, uscare, ambalare;
- operații pentru prelucrarea subproduselor și valorificarea deșeurilor;
- operații auxiliare.

Graficul care rezultă din înălțuirea operațiilor unui proces tehnologic se numește *schema operațiilor de fabricație* sau *schema bloc a procesului tehnologic* sau *schema bloc de fabricație*. În figurile 1 și 2 sînt arătate schemele operațiilor de fabricație pentru obținerea zahărului și pentru obținerea bicromatului de sodiu.

Dacă în locul operațiilor sînt schițate utilajele cu care sînt executate operațiile procesului tehnologic, graficul rezultat se numește *schemă tehnologică*.

<sup>1)</sup> Se adoptă următoarea terminologie:

- *proces tehnologic*: ansamblul ordonat al operațiilor — fizice și chimice — ale unei fabricații;
- *operație*: o fază distinctă a unui proces tehnologic; în literatura americană se rezervă termenul de proces pentru operațiile de natură chimică;
- *proces fundamental*: fenomenul de bază al unei operații (transferul momentului, transferul de căldură, transferul de masă);
- *procedeu*: modul alternativ de realizare a unei operații sau al unui proces tehnologic; de exemplu, separarea unei suspensii se poate face prin sedimentare, filtrare, presare ș.a.;
- *tehnică de lucru*: un procedeu aplicabil pentru realizarea mai multor operații; de exemplu, tehnica centrifugării (pentru sedimentare, filtrare, desecare), tehnica fluidizării (pentru încălzire, uscare, reacții chimice ș.a.);
- *utilaje*: elementele instalațiilor pentru realizarea proceselor tehnologice;
- *aparate*: utilaje statice, fără organe principale în mișcare;
- *mașini*: utilaje cu organe principale în mișcare;
- *reactoare*: utilaje servind pentru realizarea unei faze chimice a fabricației.

gică; utilajele sînt figurate fie prin semne convenționale, fie prin forma lor caracteristică simplificată; ele nu sînt reprezentate la scară dar se caută să se respecte, pe cît este posibil, poziția lor reciprocă pe verticală.

Nu există reguli generale pentru alcătuirea schemei tehnologice; se caută să fie cît mai simplă, alteori cît mai completă și cît mai sugestivă. Pe schema tehnologică sînt trasate — cu linii convenționale, negre sau colorate — conductele principale și, cu săgeți, sensul de curgere al fluidelor; uneori se notează și parametrii principali: temperatura, presiunea, debitul,

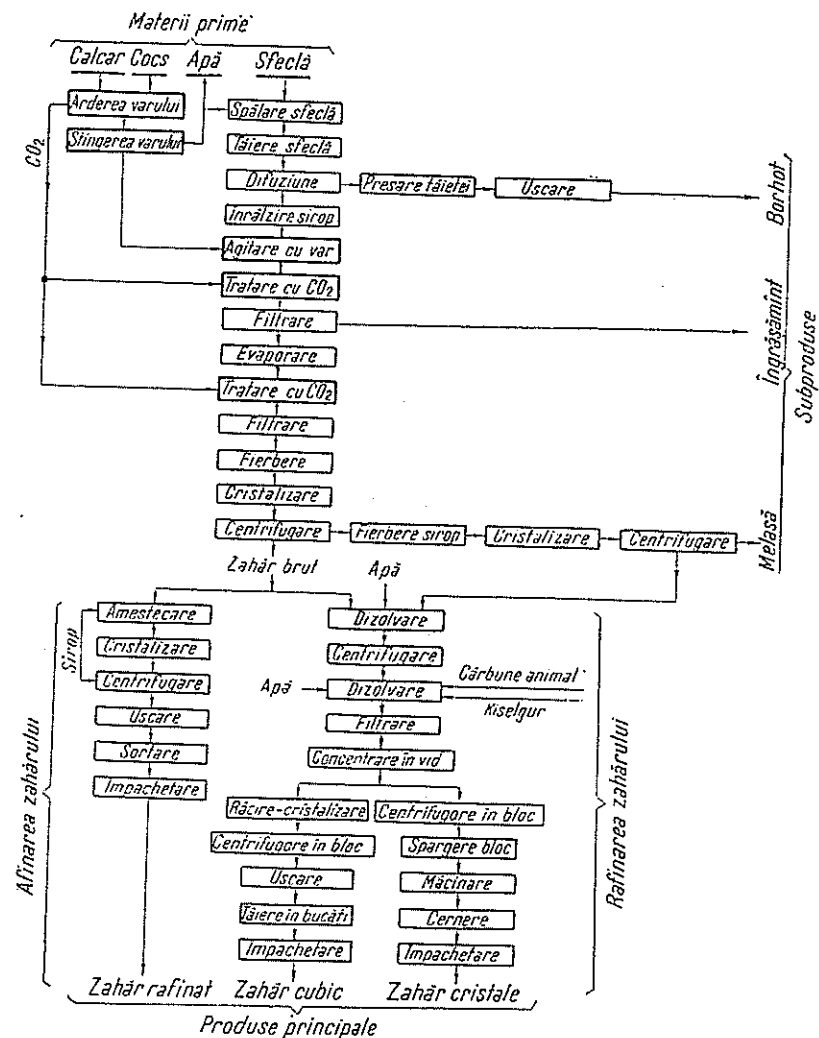


Fig. 1. Schema operațiilor de fabricație a zahărului.

concentrația. În fig. 3 se dă, ca exemplu, schema tehnologică de fabricație a bicromatului de sodiu.

Schemele din figurile 1, 2, 3 sînt date cu intenția de a face următoarele constatări importante:

- un proces tehnologic, oricît de complicat, este format din operații distincte;
- într-un proces tehnologic, numai cîteva dintre operații sînt chimice (cu transformări moleculare); în cele două scheme din figurile 1 și 2 operațiile chimice sînt însemnate printr-un cadru cu linii mai groase;
- majoritatea operațiilor unui proces tehnologic sînt fizice (sau mecanice);

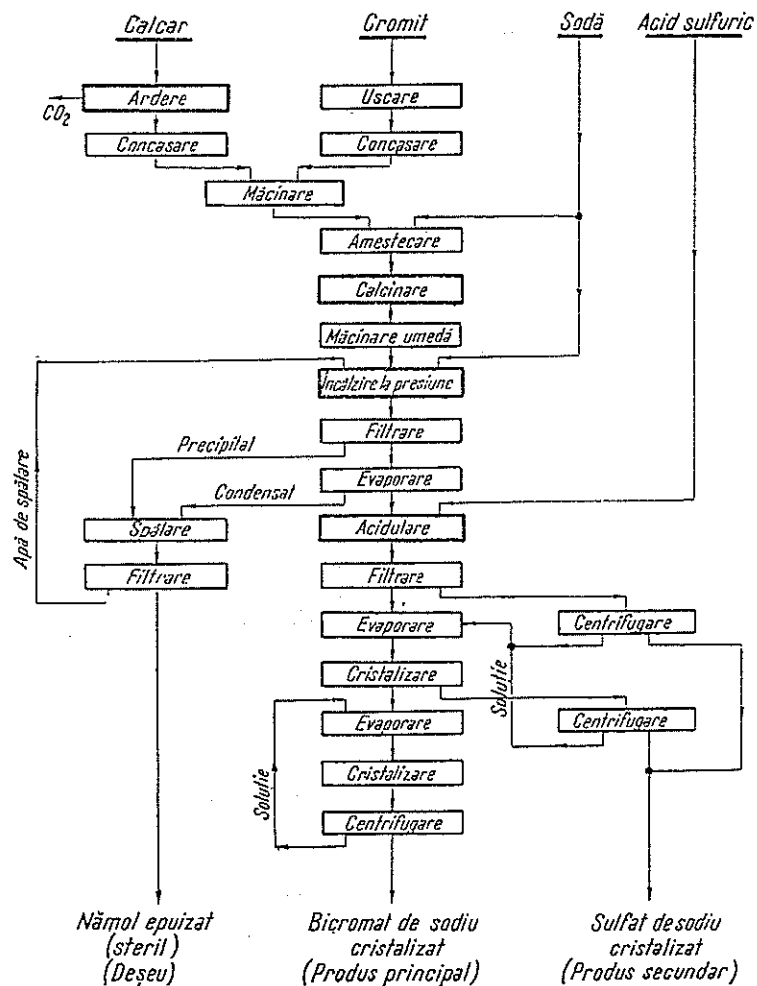


Fig. 2. Schema operațiilor de fabricație a bicromatului de sodiu.

— numai puține operații sînt specifice unui anumit proces tehnologic (de exemplu, tăierea tăișilor de sferă);

— marea majoritate a operațiilor fizice (măruntire, filtrare, vaporizare, rectificare ș.a.) sînt comune multor fabricații asemănătoare sau cu totul diferite; această constatare rezultă și din examinarea schemelor din figurile

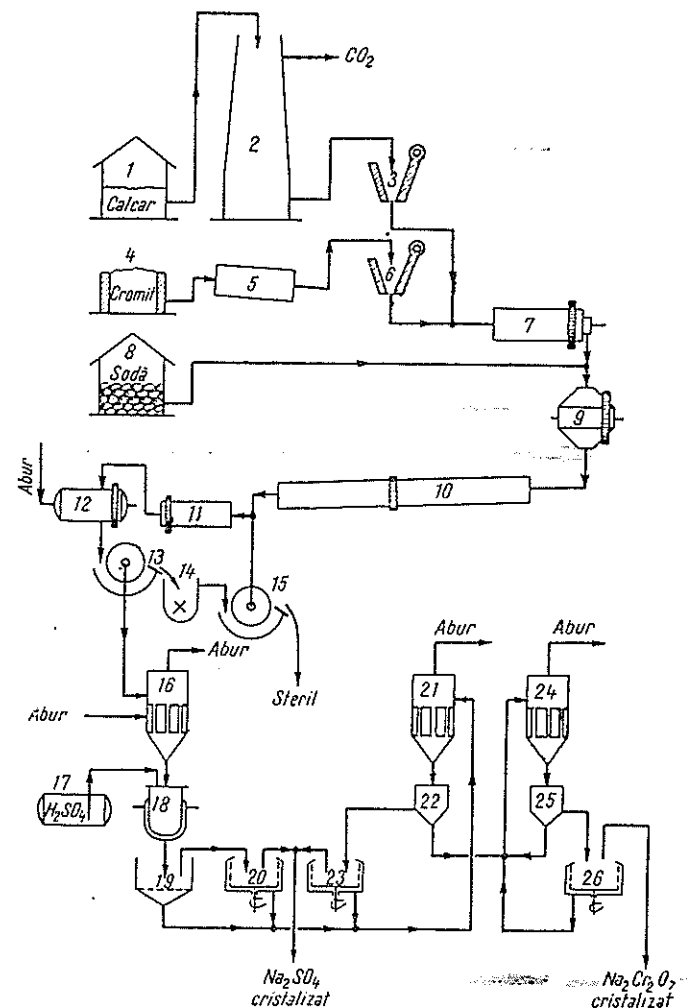


Fig. 3. Schema tehnologică de fabricație a bicromatului de sodiu:

1 — depozit de calcar; 2 — cuptor pentru arderea calcarului; 3 — concasor pentru var; 4 — depozit de cromit; 5 — uscător de cromit; 6 — concasor de cromit; 7 — moară cu bile; 8 — depozit de sodă; 9, 14 — amestecătoare; 10 — cuptor rotativ; 11 — moară umedă cu bile; 12 — autoclavă; 13, 15 — filtre rotative; 16, 21, 24 — evaporatoare; 17 — rezervor de acid sulfuric; 18 — recipient pentru acidulare; 19 — filtru orizontal; 20, 23, 26 — centrifuge; 22, 25 — cristalizare.



1 și 2, care — deși se referă la fabricații cu totul diferite — au majoritatea operațiilor fizice comune (filtrare, vaporizare, centrifugare); aceste operații (fizice) comune multor fabricații sînt numite în ingineria chimică *operații unitare* sau *operații tip*;

— tot așa puține sînt utilajele specifice unui singur proces tehnologic (tăietoare de sfecă, camerele de plumb); majoritatea intră în componența instalațiilor multor procese tehnologice;

— în unele scheme există utilaje care primesc refluxuri (circuite de materiale care pornesc din același utilaj) sau *recicluri* (recirculări de materiale care vin de la alte utilaje).

O importantă serie de operații, numite *operații auxiliare*, nu apar în schemele de operații, deși ele există în toate uzinele; aceste operații sînt:

- transportul materialelor solide, al lichidelor și al gazelor;
- depozitarea materialelor solide, a lichidelor și a gazelor;
- alimentarea cu apă de adîncime sau de suprafață;
- condiționarea (prepararea) apei potabile, a apei pentru cazanele de abur și a apei de fabricație;
- tratarea și evacuarea apelor reziduale;
- producerea aburului și a energiei electrice;
- încălzirea și ventilarea încăperilor, condiționarea aerului;
- operații de măsurare, reglare și automatizare (pentru temperaturi, presiuni, cantități, debite, compoziții, concentrații ș.a.);
- controlul analitic (manual și instrumental) al fabricației și produselor.

## 5. Ingeria chimică [3]

Industria chimică rațională are abia o sută de ani; în 1877, Charles Kingzett, chimist englez, scria în cartea sa despre industria alcaliilor: „Industria chimică tocmai se ridică din ignoranță și prejudecată” [4].

Pînă atunci, ateliere aproape primitive preparau cîteva produse „de larg consum” (sodă, săpun, acid sulfuric, sticlă, zahăr, ...) după rețete tradiționale, transmise din generație în generație. În această „*perioadă empirică*”, cu progres lent, a ingineriei chimice, preocupările științifice ale industriașilor erau inexistente, deși în a doua jumătate a secolului 19 chimia și chimia-fizică făceau progrese fundamentale însemnate, alături de alte științe și tehnici ca: matematica, fizica, termodinamica, termotehnica, mecanica, electrotehnica, hidraulica, metalurgia care, și ele, înregistrau descoperiri teoretice și realizări practice de seamă; ele formau, împreună, o ambianță științifică și tehnică care stimula progresul.

Progresul general cerea industriei chimice cantități din ce în ce mai mari și mai variate de produse. Noile cerințe și concurența în creștere impuneau revizuirea vechilor practici empirice, industriașii — acum pregătiți în școli superioare — deveniseră conștienți de utilitatea științei.

O nouă perioadă începea pentru industria chimică: „*perioada rațională*” — dominată de o nouă ramură a științei și a tehnicii: *ingineria chimică*.

În anul 1885, profesorul H. E. Armstrong ține la Londra primul curs de ingineria chimică; în anul 1887, apare în Germania „*Zeitschrift für physikalische Chemie*”. Tot în acest an, profesorul George Davis predă,

la Școala tehnică din Manchester, lecții de inginerie chimică, pe care, în 1901 și apoi în 1904, le publică în primul „*Manual de inginerie chimică*” (Handbook of chemical engineering). Această carte, mai puțin importantă prin conținutul științific, introduce conceptul nou al *operațiilor unitare* (unit operations) care s-a dovedit deosebit de fecund pentru ingineria chimică.

Sînt două metode pentru studiul industriei chimice:

— *Metoda fabricațiilor*, al cărei început corespunde cu primele încercări consemnate pentru obținerea unor produse chimice uzuale. Acum, industria chimică fabrică peste zece mii de produse de mare tonaj, după cîteva zeci de mii de variante tehnologice, grupate în numeroase ramuri industriale (acizi și săruri anorganice, produse cloro-sodice, industria azotului și îngrășămintelor agricole, produse petroliere, intermediari organici, coloranți, medicamente, izotopi radioactivi, antidăunători, produse macromoleculare, detergenți, fibre și fire sintetice, celuloză și hîrtie, materiale de construcție, produse alimentare) după asemănarea materiilor prime, a proceselor tehnologice sau a destinației produselor. Această metodă insistă mai mult asupra aspectelor chimice ale fabricațiilor și tratează mai sumar, descriptiv, fazele fizice și aparatura procesului tehnologic.

— *Metoda operațiilor unitare*, inițiată de George Davis în 1887, a sistematizat, a aprofundat și a extins studiul industriei chimice, cercetînd separat cele cîteva zeci de operații unitare care alcătuiesc marea majoritate a fazelor de fabricație ale tuturor proceselor tehnologice din industria chimică și ale multor procese tehnologice ale celorlalte industrii de prelucrare. În tabelul 1 sînt indicate principalele operații unitare, grupate pe criteriul proceselor fundamentale; așa cum se vede, multe dintre operații sînt manifestări

Tabelul 1

| Principalele operații unitare      |                                            |
|------------------------------------|--------------------------------------------|
| Operații mecanice ...              | Depozitarea materialelor solide            |
|                                    | Transportul materialelor solide            |
|                                    | Dozarea materialelor granulare             |
|                                    | Măruntirea                                 |
|                                    | Clasarea (cernerea materialelor granulare) |
| Operații hidro și aerodinamice ... | Depozitarea fluidelor                      |
|                                    | Transportul fluidelor                      |
|                                    | Amestecarea                                |
|                                    | Sedimentarea                               |
|                                    | Filtrarea                                  |
|                                    | Centrifugarea                              |
| Operații termice ...               | Comprimarea gazelor                        |
|                                    | Încălzirea                                 |
|                                    | Răcirea                                    |
|                                    | Pierberea                                  |
|                                    | Condensarea                                |
| Operații de difuziune              | Vaporizarea (concentrarea soluțiilor)      |
|                                    | Uscarea                                    |
|                                    | Cristalizarea                              |
|                                    | Distilarea și rectificarea                 |
|                                    | Adsorbția                                  |
|                                    | Absorbția                                  |
|                                    | Extracția lichid—lichid                    |
|                                    | Extracția lichid—solid                     |

ale mai multor procese fundamentale. În majoritatea operațiilor, unul dintre aceste principii este dominant; principiul dominant se schimbă în condițiile cazurilor concrete. În fig. 4 este schițată o încercare de sistematizare a principalelor operații unitare din industria chimică.

Această metodă analizează amănunțit fiecare operație unitară prin:

- 1) cercetarea factorilor care o influențează;
- 2) studiul principiilor științifice fundamentale ale operației, pentru deducerea ecuațiilor care corelează factorii principali;
- 3) experimentarea la scară de laborator și pilot;

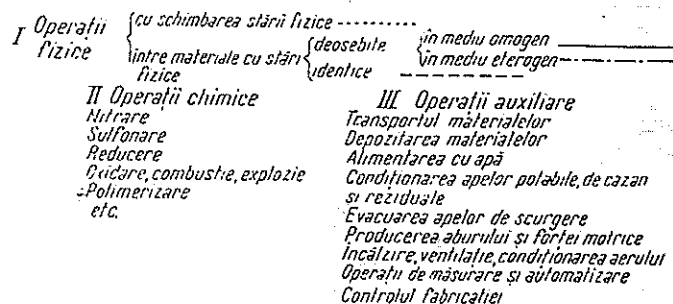
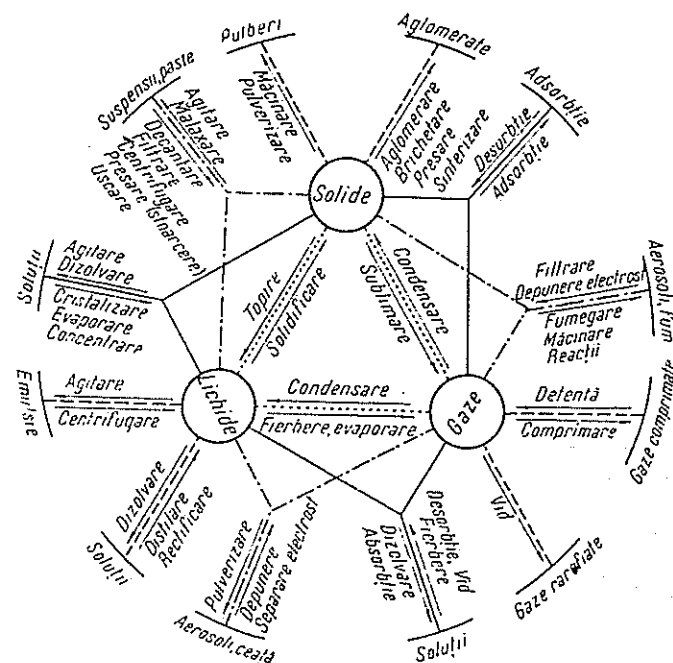


Fig. 4. Operații principale în industria chimică.

4) prelucrarea datelor experimentale cu ajutorul relațiilor de corelare, pentru determinarea valorii mărimilor necesare proiectării tehnologice;

5) descrierea tipurilor reprezentative ale utilajelor pentru realizarea operației;

6) indicarea criteriilor tehnologice și economice de alegere a utilajului optim.

Metoda operațiilor unitare folosește următoarele instrumente teoretice generale de lucru:

- relații de conservare (de bilanț) pentru moment, energie și masă;
- relații constitutive, pentru caracterizarea materialelor;
- relații de echilibru termodinamic între fazele sistemului cercetat;
- relații de cinetică fizică (relații de transfer) pentru moment, energie (căldură), masă și de cinetică chimică;
- relații de analiză dimensională și similitudine;
- relații de restricții economice și de conveniență economică.

Devine astfel posibilă, cel puțin teoretic, rezolvarea cantitativă a oricărui caz tehnologic particular, dacă el este definit prin proprietățile fizice ale materialelor implicate și prin construcțiile tehnologice și economice impuse.

Metoda clasică a fabricațiilor este indicată pentru studiul general al tehnologiei chimice sau pentru specializarea într-o ramură a industriei chimice, iar metoda operațiilor unitare s-a impus pentru pregătirea inginerilor chimiști. Cele două metode de studiu se completează reciproc.

Conceptul de operație unitară și-a dovedit utilitatea în învățămînt, cercetare, proiectare și exploatare industrială.

Cartea reprezentativă a acestei etape — „etapa operațiilor unitare” — a fost scrisă de W. H. Walker, W. K. Lewis și W. H. McAdams, avînd titlul „Principiile ingineriei chimice” și a apărut, în prima ediție, în 1923 [9].

În această etapă, înțelesul ingineriei chimice s-a identificat cu cel de operație unitare. Se spunea că „dacă chimistul gîndește în reacții chimice, dacă inginerul gîndește în construcții de mașini, inginerul chimist gîndește în operații unitare”.

Metoda operațiilor unitare a fost adoptată și de alte industrii de transformare ca industria alimentară, industria ușoară.

În decursul anilor, metoda operațiilor unitare a evoluat spre forme superioare de sistematizare și sinteză: în loc să studieze cele câteva zeci de operații unitare, se cercetează cele trei procese fundamentale principale ale ingineriei chimice: transferul de moment, transferul de căldură și transferul de masă; din aceste trei procese fundamentale rezultă, ca aplicații particulare, operațiile unitare. Se insistă, în special, asupra mecanismului proceselor fundamentale de transfer, asupra fenomenelor din straturile limită și deci asupra înțelegerii mai profunde a cauzelor și efectelor primare care motivează și explică caracteristicile și utilitatea fiecărei operații unitare [1].

În sfîrșit, recent, se constată tendința de a îngloba toate fenomenele de transfer, adică practic toate schimbările din natură, într-o concepție unitară a fenomenelor de transport, concepția justificată de analogia lor formală (adică de asemănarea structurală a ecuațiilor diferențiale care le descriu). În această concepție, fiecare proces fundamental de transfer apare ca un caz particular [2].

În ultimii 20 de ani au fost incluse în ingineria chimică două discipline care au lărgit eficacitatea ei practică.

Chiar dacă din punct de vedere teoretic valoarea și necesitatea noilor discipline au fost mai de mult recunoscute, serviciile lor reale ar fi fost minime fără calculatoarele electronice, aceste adevărate minuni ale timpurilor noastre, devenite acum unelte curente și universale de calcul. De aceea, această etapă — prezentă — a ingineriei chimice este „etapa calculatoarelor electronice”.

Una dintre cele două discipline este „Tehnica reacțiilor chimice”, avînd ca obiect principal realizarea la scară industrială a reacțiilor chimice, incluzînd — în mod necesar — și reactoarele chimice, cu toate implicațiile lor [5].

Tehnica reacțiilor chimice este o disciplină generală, înțelegînd prin aceasta că nu se ocupă de cazuri tehnologice particulare, decît ca exemple. Pe baza unor sistematizări ale reacțiilor și ale reactoarelor după criteriile de stare fizică a reacțanților, de cinetică chimică, de funcționare continuă sau intermitentă, cu sau fără catalizatori, în faza omogenă sau eterogenă, metodele tehnicii reacțiilor chimice stabilesc *modelul matematic*; acesta descrie prin zeci și sute de ecuații și inecuații, întregul complex de procese fizice și chimice și de condiții economice din reactor. Dacă în acest model general se introduc valori numerice și restricții specifice, transpuse în limbajul calculatorului, se obțin în cîteva secunde sau puține minute rezultatele, sub formă de date numerice sau diagrame, despre geometria, funcționarea și economia reactorului, în condițiile impuse de program; de exemplu, este posibil să se cunoască în fiecare punct al reactorului valorile numerice ale concentrațiilor, temperaturilor și vitezele reacțanților.

Profitînd de vitezele și capacitățile mari de calcul ale calculatoarelor electronice, programul — oricît de complicat ar fi — poate fi rulat, într-un interval de timp rezonabil, de mai multe ori, schimbînd de fiecare dată parametrii procesului sau ai geometriei reactorului. Presupunînd un program judicios întocmit, experimentarea migăloasă, costisitoare și îndelungată — într-una sau mai multe stații pilot — poate fi simulată rapid prin calculul electronic. Tehnicile cunoscute de planificare a experiențelor [6] permit împușinarea încercărilor, iar tehnicile de optimizare găsirea condițiilor optime [7].

Metodele de modelare—simulare—optimizare sînt acum comune tuturor activităților ingineresti. Aplicate la reactoarele chimice, ele sînt proprii și caracteristice ingineriei chimice; particularizarea lor presupune cunoașterea tehnologiei speciale în care este integrat reactorul, cunoașterea mecanismului și cineticii reacțiilor din reactor și cunoașterea specificațiilor și restricțiilor economice la care se cere să răspundă reactorul proiectat.

În chimie, aceste metode se aplică nu numai pentru proiectarea reactoarelor ci și pentru proiectarea celorlalte utilaje ale industriei chimice: schimbătoare de căldură, coloane de rectificare, absorbere, extractoare etc., cum și scheme complexe de aparate interconectate. Există programe generale (rutine) de calcul pentru variantele uzuale ale principalelor utilaje.

Cealaltă disciplină, introdusă relativ recent în ingineria chimică, este *ingineria sistemelor*.

Metoda operațiilor unitare și tehnica reacțiilor chimice studiază și optimizează fiecare utilaj al unei linii tehnologice, tratat ca independent, pe considerația că dacă fiecare element al liniei tehnologice funcționează în condiții optime, întreaga linie este optimizată. Această concluzie nu corespunde

realității industriale moderne; multe aparate dintr-o instalație sînt interconectate în scheme complexe, al căror regim de funcționare este influențat de funcționarea aparatelor anterioare, paralele și următoare, de care sînt legate; există *refluxuri* de la același aparat și *recicluri* între aparate vecine ori îndepărtate, cum și între aparatele mai multor linii tehnologice și chiar între instalațiile mai multor fabrici ale unui combinat (sau ale mai multor combinate).

Combinatele chimice sînt unități integrate, în care produsele și subprodusele unei linii tehnologice devin materii prime pentru alte linii tehnologice; uneori, un anumit produs trebuie repartizat, în mod rațional, între mai multe destinații beneficiare.

Coloșii industriali moderni, sensibili la orice schimbări ale condițiilor de funcționare, trebuie să fie — totodată — suficient de elastici pentru a se adapta, cu ușurință sau chiar automat, la perturbații provocate de modificări intenționate, impuse sau întîmplătoare ale proprietăților materiilor prime (proveniență, compoziție, structură etc.), ale condițiilor atmosferice (temperatură, umiditate, precipitații), ale cerințelor pieței (cantități, restricții tehnologice, preț).

Așa se face că marile instalații chimice, proiectate să funcționeze continuu, în regim permanent, funcționează de fapt deseori în regim tranzitoriu. Sensibilitatea și stabilitatea funcțională ale instalațiilor sînt probleme ale ingineriei sistemelor în industria chimică.

Dintre primele cărți despre ingineria sistemelor și prima aplicată la ingineria chimică este „*Ingineria sistemelor pentru industriile de transformare*” de Theodore J. Williams, apărută în 1961 [10].

În decursul timpului au fost cunoscute multe formulări care defineau prin scop, metodă, domeniu și conținut ingineria chimică.

### 5.1. Cîteva definiții ale ingineriei chimice

a. Definiția din Statutul institutului american de inginerie chimică: „Ingineria chimică este aplicarea principiilor științelor fizice, ale economiei și ale relațiilor dintre oameni la domenii care se referă direct la procedeele și la materialele necesare pentru punerea în funcție a acestor procedee, materia fiind tratată în aceste procedee în vederea efectuării unei schimbări de stare, de conținut de energie sau de compoziție”.

b. O altă definiție, mai recentă, adoptată în S.U.A.: „Ingineria chimică este acea ramură a ingineriei care se ocupă cu dezvoltarea și aplicarea proceselor de transformare în care intervin schimbări chimice sau anumite schimbări fizice de materiale. Aceste procese pot fi, de obicei, descompuse într-o serie coordonată de operații unitare fizice și de procese unitare chimice. Munca inginerului chimist este îndreptată în primul rînd către proiectarea, construcția și operarea utilajului și fabricilor în care aceste operații și procese unitare sînt aplicate. Chimia, fizica și matematica sînt științele fundamentale ale ingineriei chimice, iar științele economice îndreptarul ei în practică.”

c. Definiția dată de Instituția britanică a inginerilor chimiști („British institution of chemical engineers”): „Inginerul chimist este un profesionist experimentat în proiectarea, construcția și operarea instalațiilor și fabricilor în care materia suferă schimbări de stare și de compoziție”.

d. Definiția profesorului J. Chahala (Toulouse): „Ingineria chimică este arta de a concepe, de a calcula, de a proiecta, de a face să se construiască și de a face să funcționeze aparatajul în care se efectuează, la scară industrială, o reacție chimică oarecare”.

e. Sint interesante și încă actuale concluziile reuniunii de la Londra (1955) inițiate de „Organizația europeană de cooperare economică (O.E.E.C.)” ale cărei dezbateri s-au referit la „rolul și formația inginerului chimist”:

— „Inginerul chimist este înainte de toate un inginer; domeniul său este fabricația la scară industrială. Obiectivul principal este atingerea scopului într-un termen fixat și în forma cea mai economică”.

— „Rolul său fiind obținerea celui mai bun produs la prețul cel mai bun, el are sarcina ca, printr-un studiu științific al procedeelor industriale, să se substituie, de cîte ori se poate face și cît mai mult posibil, empirismului, o operație rațională; ceea ce implică substituirea unei determinări cantitative exacte, obținute prin calcul sau prin măsurare, în locul unei aprecieri estimate”.

— Pentru orice fabricație nouă, el are sarcina de a transpune operația de la scara de laborator la scara producției industriale.

— Pentru îndeplinirea acestor sarcini, inginerul posedă o cultură fundamentală de matematică, fizică și chimie-fizică.

— Domeniile principale ale competenței sale sînt: termodinamica, mecanica fluidelor, fenomenele de transfer de materie și de energie (mai cu seamă calorică), cinetica chimică, științele economice”.

f. După Van Antwerpen: „funcția unică și esențială a ingineriei chimice este punerea la punct industrială a unui procedeu; luat în starea în care a fost conceput în laborator, procedeul este dus prin etapele succesive: de la scara de încercare, la scara pilot, la scara semiindustrială pînă la etapa de fabricație industrială” [8].

g. Următoarea definiție pare mai potrivită pentru condițiile actuale: „Ingineria chimică este știința care studiază — prin metode generale — operațiile, reacțiile și sistemele industriei chimice, în scopul final de a realiza procedee, utilaje și instalații industriale, cu funcționare în condiții optime;

ingineria chimică este — totodată — profesiunea inginerască a cărei sarcină este să servească industria chimică în cercetare, proiectare, exploatare și învățămînt”.

Cîteva completări sînt necesare:

1. La fel cu marea majoritate a științelor actuale, și ingineria chimică este multidisciplinară. În cercetările și realizările sale inginerul chimist se servește de chimie, chimie-fizică, tehnologie chimică, matematică, fizică, automatică, tehnica prelucrării datelor, științele economice, științele relațiilor umane. Desigur un singur om nu poate să cunoască toate aceste specialități pînă la nivelul pretins de cerințele actuale. Dar ceea ce nu poate ști sau face un om, poate realiza un colectiv. De aceea, în toate fazele de dezvoltare ale unui proiect de inginerie chimică — fie idee, aparat sau proces tehnologic — lucrează colective formate din ingineri chimiști, fizico-chimiști, fizicieni, matematicieni, electroniști, ingineri mecanici, economiști, colective alcătuite — ca număr și competență — după specificul, amploarea și urgența fiecărui proiect.

Eficacitatea colectivului este determinată de competența, puterea de muncă și creativitatea fiecărui participant dar și de sinergismul întregului colectiv, efect al bunei organizări, al bunei înțelegeri, al disciplinei, acestea fiind atribute ale conducătorului care — de cele mai multe ori — este inginer chimist.

2. Persistă confuzia între ingineria chimică, tehnologia chimică și construcția de utilaj.

Între tehnologia chimică și ingineria chimică este aceeași relație — transpusă la scară industrială — ca între chimia și chimia-fizică. Chimia se ocupă cu compoziția, proprietățile și prepararea la scară de laborator a celor cîteva milioane de substanțe chimice cunoscute și cu găsirea altora noi. Chimia-fizică descoperă legile generale referitoare la structura substanțelor, la relațiile dintre fazele unui sistem, la termodinamica și la cinetica reacțiilor. Pentru chimia fizică substanțele intervin mai mult prin specificitatea lor fizică, pe cînd chimia are în vedere mai mult specificitatea lor chimică. Chimia particularizează la substanțe cunoștințele și metodele generale ale chimiei-fizice.

Tot așa, ingineria chimică urmărește stabilirea unor metode generale de investigație a operațiilor, reacțiilor și sistemelor chimice la rezultate aplicabile la scară industrială pe baza comportamentului materialcelor, sistematizate mai mult după proprietățile lor fizice. Chiar și pentru studiul reactoarelor metodele au caracter general, dar rezultatele pot fi particularizate, cu ajutorul tehnologiei, la orice proces tehnologic.

Afirmațiile precedente nu sînt absolute: între chimie, chimie-fizică, tehnologie chimică și inginerie chimică delimitările sînt difuze și colaborarea strînsă.

Pe de altă parte, construcția utilajului chimic este o specialitate mecanică de proiectare și construcție, la care inginerul chimist participă cu proiectarea tehnologică și cu punerea în operă a utilajelor și instalațiilor, pînă la realizarea premiselor de proiectare.

3. Știința ingineriei chimice, în starea ei actuală, permite rezolvarea rațională — cu ajutorul legilor generale, datelor cunoscute și metodelor ei de calcul — a unei însemnate părți din problemele sale. Celelalte, se rezolvă prin experiment; empirismul nu este exclus.

Experimentarea este în continuare metoda principală de investigație a chimiei teoretice și aplicate. Cu cît știința progresează, experimentarea este înlocuită treptat cu aplicarea directă a legilor și metodelor generale de previziune ale chimiei fizice și ale ingineriei chimice. Experimentarea nu și-a pierdut prestigiul ca metodă directă, sigură, convingătoare și — uneori — mai economică, pentru obținerea informațiilor. Se va experimenta însă numai strictul necesar, adică numai ceea ce nu poate fi prevăzut prin metode deductive, teoretice și la cea mai mică scară de experimentare, care poate furniza informațiile căutate.

Deseori ingineria chimică recurge încă la empirismul „bunului simț tehnic” al inginerilor cu experiență îndelungată, care știu ceea ce este important și ceea ce este mai puțin important și știu să estimeze, cu aproximație acceptabilă mărimile și soluțiile pentru care nu sînt alte mijloace mai sigure de determinare.



## 5.2. Principalele probleme actuale ale ingineriei chimice

- Analiza teoretică a fenomenelor elementare din stratul limită în vederea cunoașterii proceselor fundamentale.
- Intensificarea operațiilor, adică mărirea coeficienților de transfer prin: creșterea turbulenței, creșterea vitezelor, micșorarea grosimii stratului limită, creșterea suprafeței de contact. Printre mijloacele de intensificare sînt folosite: vibrațiile și pulsațiile, stratul fluidizat și stratul spumant, înlocuirea aparatelor statice prin mașini cu turații din ce în ce mai mari.
- Înlocuirea treptată a experimentării prin simulare pe calculatoare.
- Cunoașterea comportării materialelor în condiții extreme de temperatură, presiune, radiații.
- Perfecționarea procedurilor de calcul operațional pentru optimizarea instalațiilor (schemelor) complexe (interconectate).
- Separări dificile de substanțe pure, separări de izotopi, prin operații de difuziune, schimbători de ioni, site moleculare, topire zonală.
- Utilaje noi perfecționate, construite pe baza analizei teoretice a fenomenelor și folosirea de materiale noi.

## 6. Ingineria chimică în țara noastră

Primul curs de inginerie chimică a fost introdus în planurile de învățămînt ale facultăților noastre de chimie industrială cu începere din anul 1941, cînd puține facultăți europene de chimie aveau în planurile lor un astfel de curs. Ulterior toate școlile superioare de chimie industrială au introdus — în diferite variante — cursuri, secții sau chiar facultăți de inginerie chimică. În forme adaptate specificului, cursuri analoage se predau și în facultățile pentru celelalte industrii de transformare: petrol, industrii alimentare, metalurgie, textile.

Ulterior, și tot ca o necesitate, au fost introduse alte discipline de inginerie chimică: cursuri de reactoare chimice, cursuri de optimizare, cursuri specializate pe profilul unor secții ale facultăților înrudite.

Au fost publicate manuale, cărți de probleme, îndrumare de laborator, cărți pe domenii de specialitate, originale și traduceri<sup>1)</sup>. Au apărut, în revistele din țară și din străinătate, numeroase articole cu cercetări românești originale — teoretice, experimentale și aplicative — de inginerie chimică.

## BIBLIOGRAFIE

1. Bird, R. B., Steward, W. E. and Lightfoot, E. N. Transport phenomena New York, J. Wiley, 1964.
2. Bosworth, R. C. L. Transport Processes in Applied Chemistry, London, Pitman.

<sup>1)</sup> O parte din aceste cărți sînt cuprinse în „Bibliografia generală”.

3. Bratu, Em. A. Ingineria chimică, București, Editura Academiei R.S.R., 1976.
4. Hardie, D. W. E. The Empirical Tradition in Chemical Technology. Loughborough College of Technology, 1962.
5. Levenspiel, O. The Coming-of-age of Chemical Reaction Engineering. In: Chemical Engineering Science, 35, 1980, p. 1821-39.
6. Mihail, R. Introducerea în strategia experimentării, cu aplicații din tehnologia chimică, București, Editura științifică și enciclopedică, 1976.
7. Smigelschi, O. și Woinaroschy, A. Optimizarea proceselor în industria chimică, București, Editura Tehnică, 1978.
8. Van Antwerpen, F. L. Les tâches futures du génie chimique. In: Génie chimique, 85, no. 6, 1961, p. 237.
9. Walker, W. H., Lewis, W. K. and McAdams, W. H. Principles of Chemical Engineering, New York.
10. Williams, T. J. Systems Engineering for Process Industries, New York, McGraw-Hill, 1961.

## BIBLIOGRAFIE GENERALĂ

1. Van Antwerpen, F. J. Vibratory Equipment, Ind. Eng. Chem. 32, 1940, p. 765.
2. Badger, W. L. and Banchero, J. T. Introduction to Chemical Engineering. New York, McGraw-Hill, 1955.
3. Badger, W. L. and McCabe, W. Chemie-Ingenieur-Technik, Berlin, Springer-Verlag, 1932.
4. Bănescu, A. Sistematizarea calculelor aparatelor din industria chimică, București, Editura Tehnică, 1977.
5. Beilich, E. și Becherescu, D. Cuptoare și utilaje în industria chimică, vol. I, București, Editura Didactică și Pedagogică.
6. Beilich, E., Becherescu, D. și Thaler, M. Cuptoare și utilaje în industria silicaților, vol. II, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1973.
7. Bennett, C. O. and Myers, J. E. Momentum, Heat, and Mass Transfer. New York, McGraw-Hill, 1962.
8. Benedict, R. P. Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements, New York, J. Wiley, 1969.
9. Berl, E. Chemische-Ingenieur-Technik. Berlin, Springer-Verlag, 1935.
10. Bird, R. S., Stewart, W. E. and Lightfoot, E. N. Transport Phenomena, New York, J. Wiley, 1961.
11. Bosworth, R. C. L. Transport Processes in Applied Chemistry, London, Pitman, 1956.
12. Brown, G. C. and Granger, G. Unit Operations, New York, J. Wiley, 1958.
13. Bratu, E. A. (coordonator). Manualul inginerului chimist. Procese și aparate în industria chimică, vol. III, 1953; vol. IV, 1954.
14. Bratu, E. A. Operații și utilaje în industria chimică. București, Editura Tehnică, vol. I, 1969; vol. II, 1970.
15. McCabe, W. L. and Smith, J. Unit Operations in chemical Engineering. New York, McGraw-Hill, 1956.
16. Chestnut, H. Systems Engineering Methods. New York, J. Wiley, 1967.
17. Coulson, J. M. and Richardson, J. F. Chemical Engineering. London, Pergamon Press, Vol. I, 1962; vol. II, 1966; Vol. III, 1973.
18. Cremer, H. M. and David, T. Chemical Engineering Practice, 11 Vols. London, Butterworths Scientific Publications, 1956-1966.
19. Cristea, G. Proiectarea instalațiilor tehnologice în industria chimică. București, Editura Tehnică, 1965.
20. Curievici, I. Automatizări în industria chimică. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1980.
21. Drimuș, I., Spiliadis, A. și Stoica, R. Procese fundamentale în industria organică, București, Editura Tehnică, 1964.
22. Floarea, O. și Jinescu, G. Procedee intensive în operațiile unitare de transfer. București, Editura Tehnică, 1975.
23. Floarea, O., Jinescu, G., Balaban, C., Vasilescu, P. și Dima, R. Operații și utilaje în industria chimică. Probleme. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1980.
24. Floarea, O. și Smigelschi, O. Calcule de operații și utilaje din industria chimică. București, Editura Tehnică, 1966.
25. Franks, R. G. Mathematical Modeling in chemical Engineering, New York, J. Wiley, 1967.
26. Givaudon, J., Massat, P., Bensiman, Précis de génie chimique, Vol. 1-2. Paris, Berger Levrault, 1960-62.
27. Grassmann, P. Physikalische Grundlagen der Chemie-Ingenieur-Technik. Frankfurt am Main, Verlag Sauerländer, 1961.

28. Gropșanu, Z., Kohn, D. și Medeleanu, M. Fenomene de transfer și utilaje în industria chimică; vol. I, 1979; vol. II, 1978.
29. Hengstenberg, J. und Strum, B. Messen und Regeln in der chemischen Technik. Berlin, Verlag Springer, 1937.
30. Himmelblau, D. M. Basic Principles and Calculations in chemical Engineering. London, Prentice-Hall, 1962.
31. Hesse, H. C. and Rushton, J. H. Process Equipment Design. New York, Van Nostrand, 1945.
32. Johnston, E. R. Pilot Plant in Chemical Engineering. New York, McGraw-Hill, 1957.
33. Iordache, G. Mașinile industriei chimice. București, 1979.
34. Iordache, O. și Smigelschi, O. Ecuațiile fenomenelor de transfer de masă și de căldură. București, Editura Tehnică, 1981.
35. Jordan, D. G. Chemical Pilot Plant Practice. London, Interscience Publ., 1955.
36. Kasatkina, A. G. Procese și aparate principale în tehnologia chimică (trad. după ediția a șaptea în limba rusă). București, Editura Tehnică, 1963.
37. Kiesskall, S. Verfahrenstechnik, III-Aufl. München, Verlag Hanser, 1958.
38. King, C. J. Separation Processes. New York, McGraw-Hill, 1971.
39. Kirchbride, C. G. Chemical Engineering Fundamentals, New York, McGraw-Hill, 1962.
40. Laiber, V. Calculatoare electronice în industria chimică, București, Editura Tehnică, 1977.
41. Levenspiel, D. Tehnica reacțiilor în ingineria chimică. București, Editura Tehnică, 1967.
42. Littlejohn, C. E. and Meenaghan, G. E. An Introduction to Chemical Engineering. New York, Reinhold Publ., 1959.
43. Loncin, M. Les opérations unitaires du génie chimique. Paris, Dunod, 1961.
44. Luca, G. Probleme de operații și utilaje din industria alimentară. București, Editura Tehnică, 1978.
45. Meissner, N. P. Processes and Systems in Industrial Chemistry. Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1971.
46. Mihail, R. Modelarea reacțiilor chimice. București, Editura Tehnică, 1976.
47. Mihail, R. Introducere în strategia experimentării, cu aplicații din tehnologia chimică. București, Editura Științifică și Enciclopedică, 1976.
48. Mihail, R. și Cîrloganu, C. Reactoare în industria chimică. Editura Tehnică, 1963.
49. Ministerul industriei metalurgiei și industriei chimice. Termodinamica și curgerea fluidelor. București, Editura Tehnică, 1952.
50. Murin, G. A. Măsurări termoelectrice (traducere din limba rusă). București, Editura energetică de Stat, 1954.
51. Oliver, E. D. Diffusional Separation Processes, Theory, Design, Evaluation, New York, J. Wiley, 1966.
52. Pavlov, K. F., Romankov, P. G. și Noskov, A. A. Procese și aparate în ingineria chimică. Exerciții și probleme. (Trad. din limba rusă după ediția a 8-a), București, Editura Tehnică, 1981.
53. Perry, J. H., Perry, R. H., Chilton, C. H. and Kirkpatrick, S. D. Chemical Engineers' Handbook, fourth Edition, New York, McGraw-Hill, 1963.
54. Perry, R. H. and Chilton, C. H. Chemical Engineers' Handbook, fifth Edition, New York, McGraw-Hill, 1973.
55. Plăcinteanu, I. Teoria erorilor de măsurare și metoda celor mai mici pătrate. București, Editura Tehnică, 1957.
56. Pogani, I. și Bancu, M. Metode fizice în chimia organică. București, Editura Științifică și Enciclopedică, 1972.
57. Răsenescu, I. Operații și utilaje în industria alimentară, 2 vol. București, Editura Tehnică, 1971.
58. Renert, M. Calculul și construcția utilajului chimic, 3 vol. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1971-1972.
59. Robu, I. V. Procese și aparate de separare în industria petrolului și petrochimiei. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1968.
60. Rudd, D. E. and Watson. Strategy in Process Engineering. New York, J. Wiley, 1968.

61. *Savas, E. S.* Conducerea cu calculatoare a proceselor industriale. București, Editura Tehnică, 1969.
62. *Soare, S.* Procese și aparate în industria de prelucrare a țițeiului și petrochimică. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1965.
63. *Smigelschi, O. și Woinaroschy, A.* Optimizarea proceselor în industria chimică. București, Editura Tehnică, 1978.
64. *Suciu, G. C. și Țunescu, R. C.* Ingineria prelucrării hidrocarburilor. București, Editura Tehnică; vol. I, 1973; vol. II, 1975.
65. *Tudose, R. Z.* Procese și utilaje în industria de prelucrare a compușilor macromoleculari. București, Editura Tehnică, 1976.
66. *Tudose, R. Z. și Ibănescu, I.* Procese, operații, utilaje în industria chimică. Editura Didactică și Pedagogică, 1978.
67. *Vanck, W. R. A. and Müller, H. A.* Grundoperationen chemischer Verfahrenstechnik. Dresden, Steinkopf, 1962.
68. *Walker, W. H., Lewis, W. K., McAdams, W. H. and Gilliland, E. R.* Principles of Chemical Engineering. New York, McGraw-Hill; First Edition, 1923; Third Edition, 1937.
69. *Woinaroschy, A.* Ingineria sistemelor chimice. București, Editura I.P.B., 1980.
70. *Young, S.* Distillation. Principles and Processes. London, Macmillan, 1922.

Partea întâi

---

## Pregătitoare

## Cuprins

|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     |                                                                    |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------|----|--------------------------------------------------------------------------------|----|-----------------------------------------------------------------------------|-----|--------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Capitolul 1. Mărimi, unități de măsură, analiza dimensională, similitudine</b> | 31 | 1.4.3. Stabilirea formei generale a ecuațiilor fizice                          | 42 | 2.5.4.1. Legea lui <i>Dalton</i>                                            | 86  | 2.5.7.2. Metode grafice pentru determinarea presiunii de saturație | 96  |
| 1.1. Mărimi fizice                                                                | 31 | 1.4.3.1. Teorema $\pi$ sau teorema <i>Buckingham</i>                           | 43 | 2.5.4.2. Legea lui <i>Amagat</i>                                            | 86  | a) Diagrama în coordonate $\lg p, 1/T$                             | 96  |
| 1.1.1. Precizia măsurării                                                         | 31 | 1.5. Similitudine și modele                                                    | 52 | 2.5.5. Aerul                                                                | 87  | b) Metoda liniilor lui <i>Dühring</i>                              | 96  |
| 1.2. Unități de măsură                                                            | 32 | 1.5.1. Invarianți sau criterii de similitudine                                 | 54 | 2.5.6. Gaze umede                                                           | 88  | c) Metoda lui <i>Kirceev</i> (metoda lui <i>Othmer</i> )           | 97  |
| 1.3. Sisteme de unități de măsură                                                 | 33 | 1.5.2. Metode pentru deducerea criteriilor de similitudine                     | 54 | 2.5.6.1. Gaze saturate cu vapori de apă                                     | 88  | d) Diagrama lui <i>Cox</i>                                         | 98  |
| 1.3.1. Sistemul Internațional (SI) de unități                                     | 34 | 1.5.2.1. Cu ajutorul ecuațiilor care descriu fenomenul                         | 54 | 2.5.6.2. Aer umed                                                           | 91  | e) Diagrama în mărimi reduse                                       | 98  |
| 1.4. Analiza dimensională                                                         | 39 | 1.5.2.2. Cu ajutorul ecuațiilor diferențiale                                   | 55 | a) Determinarea conținutului de umezeală                                    | 91  | f) Ecuație unică                                                   | 99  |
| 1.4.1. Trecerea de la un sistem de unități de măsură la altul                     | 39 | 1.5.2.3. Cu ajutorul analizei dimensionale                                     | 56 | b) Deosebirea dintre umezeala relativă $\phi$ și gradul de saturație $\psi$ | 92  |                                                                    |     |
| 1.4.1.1. Exprimarea măsurii unei mărimi într-un alt sistem de unități             | 39 | 1.5.3. Ecuații criteriale                                                      | 56 | c) Volumul ocupat de $(1+x)$ kilograme de aer umed                          | 92  |                                                                    |     |
| 1.4.1.2. Transpunerea unei ecuații în alte unități de măsură                      | 40 | 1.5.3.1. Avantajele și limitările folosirii criteriilor de similitudine        | 56 | d) Volumul specific al aerului umed                                         | 93  |                                                                    |     |
| 1.4.2. Verificarea ecuațiilor pe baza omogenității dimensionale                   | 41 | 1.6. Modele                                                                    | 57 | e) Densitatea aerului umed                                                  | 93  |                                                                    |     |
|                                                                                   |    | <i>Bibliografie</i>                                                            | 59 | 2.5.6.3. Gaze oarecare în amestec cu vaporii unui lichid oarecare           | 94  |                                                                    |     |
| <b>Capitolul 2. Bilanțul de materiale</b>                                         | 60 | 2.3.6. Bilanțuri de materiale pe scheme tehnologice                            | 71 | 2.5.7. Presiuni de saturație                                                | 94  | 2.6. Probleme de amestec                                           | 100 |
| 2.1. Regimuri de funcționare                                                      | 60 | 2.4. Concentrația soluțiilor și amestecurilor                                  | 71 | 2.5.7.1. Ecuații pentru determinarea presiunii de saturație                 | 95  | 2.6.1. Amestecuri binare                                           | 100 |
| 2.2. Circulația materialelor                                                      | 62 | 2.5. Gaze și vapori                                                            | 77 |                                                                             |     | 2.6.1.1. Calculul algebric                                         | 100 |
| 2.3. Bilanțul de materiale                                                        | 62 | 2.5.1. Modele fizice și matematice                                             | 77 | <b>Capitolul 3. Bilanțul termic</b>                                         | 107 | 2.6.1.2. Calculul grafic                                           | 102 |
| 2.3.1. Bilanț de materiale în regim staționar                                     | 65 | 2.5.2. Gazul perfect (ideal)                                                   | 79 | 3.1. Bilanțul energiilor                                                    | 107 | 2.6.2. Amestecuri ternare                                          | 103 |
| 2.3.2. Bilanț de materiale în regim nestaționar                                   | 66 | 2.5.3. Gaze reale                                                              | 80 | 3.2. Bilanțul termic                                                        | 109 | 2.6.2.1. Calculul algebric                                         | 103 |
| 2.3.3. Bilanț de materiale în regim nestaționar, cu reacție chimică               | 68 | 2.5.3.1. Ecuația <i>van der Waals</i>                                          | 81 | 3.2.1. Bilanțul termic net                                                  | 110 | 2.6.2.2. Graficul ternar                                           | 104 |
| 2.3.4. Bilanț de materiale pentru starea finală a unui regim tranzitoriu          | 68 | 2.5.3.2. Diagrama $p, V$                                                       | 82 | 3.3. Călduri sensibile                                                      | 111 | 2.6.2.3. Calculul grafic al amestecurilor ternare                  | 104 |
| 2.3.5. Bilanț diferențial de materiale al unui fluid în mișcare                   | 69 | 2.5.3.3. Factori de compresibilitate                                           | 83 | 3.3.1. Călduri masice pentru corpuri solide                                 | 113 |                                                                    |     |
|                                                                                   |    | 2.5.3.4. Deducerea factorului de compresibilitate cu ajutorul mărimilor reduse | 84 | 3.3.2. Călduri masice pentru gaze                                           | 114 | b) Ecuația lui <i>Kistiakowsky</i>                                 | 124 |
|                                                                                   |    | 2.5.4. Amestecuri de gaze                                                      | 85 | 3.3.2.1. Căldurile molare ale gazelor perfecte                              | 115 | c) Ecuația lui <i>Clapeyron</i>                                    | 125 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    | 3.3.2.2. Pentru gazele reale                                                | 116 | d) Din liniile lui <i>Dühring</i>                                  | 125 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    | 3.3.2.3. Variația căldurilor molare reale ale gazelor cu presiune           | 121 | e) Metoda lui <i>Othmer</i>                                        | 126 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    | 3.3.2.4. Pentru amestecurile de gaze                                        | 122 | f) Ecuația lui <i>Watson</i>                                       | 127 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    | 3.4. Călduri latente                                                        | 122 |                                                                    |     |
|                                                                                   |    |                                                                                |    | 3.4.1. Căldura de topire și căldura de solidificare                         | 122 | 3.5. Entalpia                                                      | 128 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    | 3.4.2. Căldura de vaporizare și căldura de condensare                       | 123 | 3.5.1. Determinarea entalpiei                                      | 129 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    | 3.4.2.1. Metode de calcul pentru determinarea căldurii de vaporizare        | 123 | 3.5.1.1. Pentru o substanță omogenă                                | 129 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    | a) Regula lui <i>Troulon</i>                                                | 123 | 3.5.1.2. Pentru un sistem omogen                                   | 129 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     | 3.5.1.3. Entalpia unui solid sau a unui lichid                     | 129 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     | 3.5.1.4. Entalpia unui gaz                                         | 129 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     | 3.5.1.5. Entalpia unui amestec de gaze                             | 130 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     | 3.5.1.6. Entalpia vaporilor saturați                               | 131 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     | 3.5.1.7. Entalpia vaporilor umezi                                  | 134 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     | 3.5.1.8. Entalpia valorilor supraîncălziți                         | 134 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     | a) Diagrama $h, s$ pentru apă și vapori de apă                     | 136 |
|                                                                                   |    |                                                                                |    |                                                                             |     | b) Diagrama $T, s$                                                 | 138 |



|                                                    |     |                                                                     |     |
|----------------------------------------------------|-----|---------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.5.1.9. Entalpia gazelor la presiuni înalte ..... | 141 | d) Măsurarea umezelii aerului .....                                 | 149 |
| 3.5.1.10. Entalpia aerului umed                    | 143 | e) Diagrama $x, t$ pentru aerul umed (diagrama psihrometrică) ..... | 150 |
| a) Temperatura de saturație (de condensare) .....  | 143 |                                                                     |     |
| b) Construcția diagramei $H, x$ .....              | 145 | 3.6. Lucrul mecanic și schimbările de stare ale gazului ideal ..... | 151 |
| c) Diagrama <i>Ramzin</i> pentru aerul umed .....  | 147 | <i>Bibliografie la capitolele 2 și 3</i> .....                      | 158 |

## Mărimi, unități de măsură, analiza dimensională, similitudine

### 1.1. Mărimi fizice

În cercetările, calculele, construcțiile și tehnologiile sale, ingineria chimică lucrează cu mărimi (fizice) ca: lungimi, presiuni, temperaturi, cantități, debite, viteze, concentrații, călduri și multe altele.

Folosind mărimi măsurabile, științele naturii pot să descrie și să explice fenomenele lumii înconjurătoare. *Kelvin* spunea că „numai dacă poți măsura și exprima printr-o cifră ceea ce ai măsurat, știi ceva despre subiect”.

*Mărimea* se definește ca o proprietate calitativă și cantitativă a unei mulțimi de obiecte, fenomene sau noțiuni abstracte, care pot fi ordonate într-un șir, cu ajutorul unui criteriu de comparație.

Exprimarea calitativă și cantitativă, completă și corectă a unei mărimi, implică cunoașterea următoarelor elemente:

- *natura mărimii*, de exemplu: lungime, temperatură, debit;
- *valoarea mărimii* definită prin precizarea (delimitarea) mărimii care urmează să fie măsurată, de exemplu: distanța dintre două repere;
- *unitatea de măsură*, mărime de aceeași natură, de o valoare aleasă ca bază de comparație;
- *măsura mărimii*<sup>1)</sup> este raportul dintre valoarea ei și valoarea unității de măsură;
- *precizia măsurării* (utilă sau rațională), pentru ca rezultatul unei măsurări sau al unui calcul să corespundă scopului;
- *metoda de măsurare*, cu care se poate obține precizia necesară;
- *instrumentul de măsurare* corespunzător metodei de măsurare adoptate.

Unele mărimi nu sînt măsurabile fie din cauză că nu sînt suficient de bine definite, fie pentru că nu se poate fixa o unitate de măsură, fie pentru că nu s-a inventat încă metoda ori instrumentul de măsurare. Astfel de mărimi pot fi considerate: turbulența unui lichid, mirosul, gustul, inteligența.

#### 1.1.1. Precizia măsurării

Stabilirea preciziei utile (raționale) se face pe baza următoarelor considerații:

- creșterea de aproximativ zece ori a cheltuielilor, duratei de măsurare și a aparaturii necesare, pentru obținerea unei cifre (ordin de mărime) sigure, în raport cu cele necesare pentru obținerea cifrei precedente a măsurării care

<sup>1)</sup> Descori măsura și valoarea mărimii se confundă.

exprimă valoarea unei mărimi; de exemplu, dacă valoarea unei lungimi se exprimă prin măsura 3,452 m, cifra 2 se obține de zece ori mai greu, mai scump și cu aparatură mai complicată decât cifra precedentă;

— scopul pentru care rezultatul măsurării sau al calculului este folosit: de exemplu, pentru măsurarea lungimii unei încăperi precizia utilă este de câțiva centimetri, pe când măsurarea diametrului unui piston de motor preține o precizie de câțiva micrometri (microni);

— este inutil ca precizia de măsurare, sau de calcul, a unei mărimi să intreacă precizia celor mai puțin precise mărimi care participă la aceeași secvență a calculului; de exemplu, este inutil ca diametrul unui cilindru să fie măsurat cu precizie mai mare decât trei cifre însemnătoare dacă la calculul secțiunii se folosește  $\pi=3,14$  (tot trei cifre însemnătoare);

— o precizie insuficientă compromite folosirea măsurării; o precizie exagerată poate întârzia, până la perimare, calculele ulterioare (de exemplu, în prognoza meteorologică).

Să nu se confunde precizia reală, obținută printr-o atentă observare a preciziei de măsurare (etalonarea instrumentelor, respectarea temperaturii și a celorlalte prescripții ale metodei de măsurare) și a preciziei reale a tuturor mărimilor și coeficienților folosiți în calcule, cu precizia aparentă sau falsă rezultată din măsurări neglijente (dar cu multe zecimale) sau din prelungirea artificială a calculelor numerice. Fraza lui Gauss: „Lipsa educației matematice nu se recunoaște prin nimic mai aparent decât prin precizia nejustificată a calculului numeric”, să fie mereu în atenția celor care rezolvă probleme de calcul tehnic.

Exprimarea măsurii (valorii) mărimilor prin trei sau patru cifre însemnătoare asigură, în marea majoritate a calculelor tehnice, o precizie satisfăcătoare. Exemplu:

$$L=1,453\pm0,002\text{ m sau }1,45_3\text{ m.}$$

Adaosul  $\pm0,002\text{ m}$ , din prima formă de aproximare, este eroarea de măsurare; în cea de-a doua formă ( $1,45_3$ ), primele trei cifre ( $1,45$ ) sînt sigure, iar ultima cifră (3) scrisă cu caractere mai mici și puțin mai jos este aproximativă.

## 1.2. Unități de măsură

Măsura unei mărimi presupune existența unei unități de măsură. Rezultă că ar trebui să existe cel puțin tot atâtea unități de măsură cîte feluri de mărimi. În realitate, în decursul timpului au apărut, în diferite țări și pentru diferite scopuri, foarte multe unități de măsură, producînd dificultăți, confuzii și greșeli. De aceea, a devenit necesară generalizarea unui sistem unic și rațional de unități de măsură.

Pe de altă parte, s-a constatat că numărul unităților de măsură poate fi mult redus introducînd *unități de măsură derivale*, în conformitate cu ecuațiile fizicii, prin care se definesc mărimile, în funcție de un număr mic de *mărimi fundamentale*; de exemplu, viteza se definește prin lungimea parcursă în unitatea de timp, cu ecuația de definiție

$$w = \frac{l}{t}, \quad (1.1)$$

de unde rezultă că și unitatea de măsură a vitezei se poate exprima printr-o unitate de măsură a lungimii (de exemplu, metrul) și o unitate de măsură a timpului (de exemplu, secunda), așa încît unitatea de măsură pentru viteză poate fi (avînd în vedere și ecuația de definiție) metrul pe secundă, cu simbolul m/s sau  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

## 1.3. Sisteme de unități de măsură

A fost, astfel, posibil să se definească unități de măsură pentru toate mărimile măsurabile, prin combinarea cîtorva unități de măsură (numite *fundamentale*).

Numărul necesar de unități fundamentale (și deci de mărimi fundamentale) depinde de fenomenul studiat: pentru fenomenele mecanice sînt necesare trei unități fundamentale, pentru fenomene termice sau electrice — patru unități (sau mărimi) fundamentale, pentru fenomene electrotactice — cinci unități (sau mărimi) fundamentale.

Așa au apărut *sistemele coerente* (sau consistente) de unități de măsură (v. tabelul 1.1) care au adus mari servicii tehnicii.

Se numesc *unități coerente* acele unități derivate care se exprimă cu ajutorul unităților fundamentale ale sistemului de unități de măsură ales; de exemplu, într-un sistem de unități care cuprinde metrul și secunda printre unitățile fundamentale, unitatea de viteză metru pe secundă (m/s) este unitate coerentă.

Tabelul 1.1

Sisteme coerente (acum perimate) de unități de măsură

| Sistemul                                       | Mărimi fundamentale                            | Unități de măsură                                     | Factorul de transformare în unități SI |
|------------------------------------------------|------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|----------------------------------------|
| CGS                                            | lungime<br>masă<br>timp<br>diferența de temp   | centimetru<br>gram (masă)<br>secundă<br>grad de temp. | cm<br>g<br>s<br>grd                    |
| MKIS                                           | lungime<br>forță<br>timp<br>diferența de temp  | metru<br>kilogram (forță)<br>secundă<br>grad de temp. | m<br>kgf<br>s<br>grd                   |
| Anglo-Saxon<br>FPS<br>foot-pound-second        | lungimea<br>masă<br>timp<br>diferența de temp. | foot<br>pound<br>second<br>grad (Fahrenheit)          | ft<br>lb<br>sec<br>°F                  |
| Anglo-Saxon<br>tehnic<br>(gravitational units) | lungime<br>forță<br>timp<br>diferența de temp. | foot<br>pound (force)<br>second<br>grad (Fahrenheit)  | ft<br>lbf<br>sec<br>°F                 |

Se numesc *unități necoerente* unitățile derivate care nu sînt exprimate prin unitățile fundamentale ale unui singur sistem de unități de măsură, ci prin unități arbitrare sau prin unitățile fundamentale ale mai multor sisteme de unități de măsură sau, încă, prin multiplii și submultiplii unităților fundamentale; de exemplu, unitatea de viteză „nod”, egală cu o milă marină (nautică) pe oră, este o unitate necoerentă; ea poate fi convertită în unități coerente prin înmulțire cu un factor.

$$1 \text{ nod} = \frac{\text{milă marină}}{\text{oră}} = \frac{1852 \text{ m}}{3600 \text{ s}} = 0,5144 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dimensiunile unei mărimi fizice sînt puterile mărimilor fundamentale din ecuația de definiție.

#### Exemple

— Dimensiunile vitezei: lungime la puterea 1, timp la puterea  $-1$ , se scrie

$$w = LT^{-1} \quad (1.2)$$

— Dimensiunile accelerației:

$$a = LT^{-2} \quad (1.3)$$

— Dimensiunile forței (în sistemele CGS și MKS):

$$F = LMT^{-2} \quad (1.4)$$

Relațiile de forma (1.2), (1.3), (1.4) se numesc *formule dimensionale*.

### 1.3.1. Sistemul Internațional (SI) de unități [16]<sup>1)</sup>

Sistemele de unități de măsură au fost înlocuite prin „Sistemul Internațional” (simbol SI) de unități de măsură, care s-a dovedit mai rațional și la care au aderat marea majoritate a țărilor<sup>2)</sup>. În România, membră a *Convenției Metruului* din 1883, Sistemul Internațional a devenit obligatoriu cu începere din anul 1961.

Sistemul Internațional (SI) se bazează pe următoarele șapte unități fundamentale de măsură:

|            |                |        |                                       |
|------------|----------------|--------|---------------------------------------|
| — metru    | (×) simbol m   | pentru | lungime                               |
| — kilogram | (×) simbol kg  | pentru | masă                                  |
| — secundă  | (×) simbol s   | pentru | timp                                  |
| — kelvin   | (×) simbol K   | pentru | temperatură <sup>3)</sup>             |
| — amper    | simbol A       | pentru | intensitatea curentului electric      |
| — candelă  | simbol cd      | pentru | intensitatea luminoasă                |
| — mol      | (×) simbol mol | pentru | cantitatea de substanță <sup>4)</sup> |

<sup>1)</sup> STAS 737/1-72, STAS 737/2-72.

<sup>2)</sup> Sistemul Internațional a fost stabilit și adoptat la a 11-a Conferință de Măsuri și Greutăți (1960 — Paris).

<sup>3)</sup> Kelvin-ul se definește ca fracțiunea  $1/273,16$  din temperatura termodinamică a punctului triplu al apei. Aceași unitate este atribuită și diferenței de temperatură; se utilizează și gradul Celsius (°C). Kelvin-ul a fost adoptat ca unitate fundamentală SI în 1967 [16].

<sup>4)</sup> Mol-ul este cantitatea de substanță care conține atîtea entități elementare (atom, molecule, ioni, electroni sau alte particule) cîtă atomi există în  $0,012 \text{ kg}$  de carbon 12. Mol-ul a fost adoptat ca unitate fundamentală SI (pentru cantitatea de substanță) în 1971 [16].

Unitățile fundamentale notate cu (×) sînt folosite pentru formarea unităților derivate (coerente) folosite în ingineria chimică.

Unitatea radian (pentru unghiul plan) și unitatea steradian (pentru unghiul solid) nu au fost încă acceptate (de Conferința Generală de Măsuri și Greutăți). Ele sînt, deocamdată, *unități suplimentare*.

Înlocuirea vechilor sisteme cu Sistemul Internațional prezintă mari eforturi financiare dar mai cu seamă dificultăți pentru învingerea rutine și refacerea unui enorm material acumulat (tabele, grafice, cadranele instrumentelor).

Cu toate acestea, considerațiile arătate în continuare, dovedesc superioritatea „Sistemului Internațional”:

1) Toate sistemele de unități de măsură includ printre unitățile fundamentale, unitatea unei mărimi care se referă la materie. Această mărime este masa, adoptată ca mărime fundamentală în (istemele SI, MKS și CGS. În sistemul MKfS proprietatea aleasă este forța greutatea) care nu este o proprietate invariantă a materiei ci depinde de cîmpul gravitațional local (latitudine, înălțime, planetă).

2) În SI, unitatea de forță — newtonul — definită ca forță care imprimă unității de masă o accelerație de  $1 \text{ cm/s}^2$ , este constantă și independentă de locul unde se găsește masa.

3) Inconveniențele kilogramului-forță se resimt în toate unitățile derivate: presiunea ( $\text{kgf/m}^2$ ), greutate specifică ( $\text{kgf/m}^3$ ), lucru mecanic și energie ( $\text{kgf}\cdot\text{m}$ ), putere ( $\text{kgf}\cdot\text{m/s}$ ) ș.a. De altfel, toate aceste unități nu au denumiri proprii în sistemul MKfS.

4) Dificultățile de a extinde sistemul MKfS în domeniul electricității și magnetismului duc la situații neacceptabile; de exemplu, puterea motorului mecanic care acționează o mașină electrică este măsurată în kilogramforță-metru pe secundă sau în cai putere, iar puterea mașinii electrice în kilowați.

5) În sistemul MKfS, denumirea de kilogram pentru unitățile de măsură a două mărimi fizice diferite — forță și masă — produce confuzii.

6) În SI, accelerația gravitațională  $g$  intervine, cum este firesc, în termenii care se referă la energii și forțe produse în cîmpul gravitațional și nu intervine cînd energiile și forțele sînt independente de gravitație. În sistemul MKfS,  $g$  intervine în mod inoportun: apare în termenii în care energiile și forțele nu se referă la cîmpul gravitațional.

#### Exemple:

|                    | În sistemul MKfS                              | În sistemul SI                    |
|--------------------|-----------------------------------------------|-----------------------------------|
| — lucrul mecanic   | $L = GZ \text{ [kgf}\cdot\text{m]}$           | $L = Mgz \text{ [J]}$             |
| — forța centrifugă | $C = \frac{G}{g} \frac{w^2}{R} \text{ [kgf]}$ | $C = M \frac{w^2}{R} \text{ [N]}$ |

În primele două exemple, lucrul mecanic (energia)  $L$  pentru ridicarea unui corp de greutate  $G$  ( $\text{kgf}$ ) sau de masă  $M$  ( $\text{kg}$ ) la înălțimea  $z$  ( $\text{m}$ ), accelerația gravitațională nu apare cînd problema este tratată în mărimi proprii (forța) sistemului MKfS, dar apare cînd intervine masa (mărime fundamentală în SI).

În ultimele două exemple, forța corespunde unui cîmp centrifugal (fără intervenția accelerației gravitaționale) totuși, cînd problema este tratată în mărimile proprii sistemului MKfS, accelerația gravitațională apare în ecuație, dar ea nu apare, așa cum este firesc, atunci cînd se folosește masa.

Dimensiunile și unitățile de măsură ale principalelor

mărimi în sistemele de unități CGS, SI, MKfS

Tabelul 1.2

| Mărimea                                 | Simbolul      | Sistemul CGS |    |    |          |                    |                                 |
|-----------------------------------------|---------------|--------------|----|----|----------|--------------------|---------------------------------|
|                                         |               | Dimensiuni   |    |    |          | Unitatea de măsură | Simbolul unității               |
|                                         |               | L            | M  | T  | $\theta$ |                    |                                 |
| <i>Mărimi geometrice</i>                |               |              |    |    |          |                    |                                 |
| Lungime                                 | $l$           | 1            |    |    |          | centimetru         | cm                              |
| Arie                                    | $A, S$        | 2            |    |    |          |                    | cm <sup>2</sup>                 |
| Volum                                   | $V$           | 3            |    |    |          |                    | cm <sup>3</sup>                 |
| Unghi plan                              |               |              |    |    |          |                    |                                 |
| Unghi solid                             |               |              |    |    |          |                    |                                 |
| <i>Mărimi mecanice</i>                  |               |              |    |    |          |                    |                                 |
| Masă                                    | $m$           |              | 1  |    |          | gram               | g                               |
| Densitate, masă volumică                | $\rho$        | -3           | 1  |    |          |                    | g/cm <sup>3</sup>               |
| Concentrație                            | $c$           | -3           | 1  |    |          |                    | g/cm <sup>3</sup>               |
| Volum specific                          | $v$           | 3            | -1 |    |          |                    | cm <sup>3</sup> /g              |
| Timp                                    | $\tau$        |              |    | 1  |          | secundă            | s                               |
| Turație                                 | $n$           |              |    | -1 |          |                    | s <sup>-1</sup>                 |
| Viteză unghiulară                       | $\omega$      |              |    | -1 |          |                    | rad/s                           |
| Viteză                                  | $w, u, c$     | 1            |    | -1 |          |                    | cm/s                            |
| Accelerație                             | $a, g$        | 1            |    | -2 |          |                    | cm/s <sup>2</sup>               |
| Constantă de difuziune                  | $D$           | 2            |    | -1 |          |                    | cm <sup>2</sup> /s              |
| Viscozitate cinematică                  | $\nu$         | 2            |    | -1 |          | stokes             | St = cm <sup>2</sup> /s         |
| Debit de volum                          | $Q_v$         | 3            |    | -1 |          |                    | cm <sup>3</sup> /s              |
| Debit de masă                           | $Q_m$         |              | 1  | -1 |          |                    | g/s                             |
| Debit de greutate                       | $Q_g$         | 1            | 1  | -3 |          |                    | cm · g/s <sup>2</sup>           |
| Tensiune superficială                   | $\delta$      |              | 1  | -2 |          |                    | g/s <sup>2</sup>                |
| Forță, greutate                         | $F, G$        | 1            | 1  | -2 |          | dyna               | dyn = g · cm/s <sup>2</sup>     |
| Presiune                                | $p$           | -1           | 1  | -2 |          | microbar           | $\mu$ bar = dyn/cm <sup>2</sup> |
| Energie, lucru mecanic                  | $W, E, L$     | 2            | 1  | -2 |          | erg                | erg = dyn · cm                  |
| Viscozitate dinamică                    | $\eta, \mu$   | -1           | 1  | -1 |          | poise              | P = g/(cm · s)                  |
| Greutate volumică (specifică)           | $\gamma$      | -2           | 1  | -2 |          |                    | dyn/cm <sup>3</sup>             |
| Putere                                  | $P, N$        | 2            | 1  | -3 |          |                    | erg/s                           |
| <i>Mărimi termice</i>                   |               |              |    |    |          |                    |                                 |
| Temperatură și diferență de temperatură | $t, \Delta t$ |              |    |    | 1        | grad               | grd                             |
| Coefficient de dilatare liniară         |               |              |    |    | -1       |                    | grd <sup>-1</sup>               |
| Coefficient de dilatare cubică          |               |              |    |    | -1       |                    | grd <sup>-1</sup>               |
| Căldură                                 | $q, Q$        | 2            | 1  | -2 |          |                    | erg                             |
| Căldura latentă masică                  | $L, A$        | 2            |    | -2 |          |                    | erg/g                           |
| Energie internă                         | $U$           | 2            |    | -2 |          |                    | erg/g                           |
| Energie liberă                          | $F$           | 2            |    | -2 |          |                    | erg/g                           |
| Entalpie                                | $H$           | 2            |    | -2 |          |                    | erg/g                           |
| Entropie                                | $S$           | 2            |    | -2 | -1       |                    | erg/(g · °K)                    |
| Capacitate calorică                     | $C$           | 2            | 1  | -2 | -1       |                    | erg/(g · K)                     |
| Căldură masică                          | $c, c_p, c_v$ | 2            |    | -2 | -1       |                    | erg/grd                         |
| Conductivitate termică                  | $\lambda$     | 1            | 1  | -3 | -1       |                    | erg/(cm · s · grd)              |
| Coefficient parțial de transfer termic  | $\alpha$      | 1            | 1  | -3 | -1       |                    | erg/(cm <sup>2</sup> · s · grd) |
| Coefficient total de transfer termic    | $k$           |              | 1  | -3 | -1       |                    | erg/(cm <sup>2</sup> · s · grd) |

Obs. 1 Kelvin-ul (simbol K) a fost introdus ca unitate fundamentală SI pentru temperatură și diferență de temperatură, în anul 1967 [16].  
Obs. 2. Pascal-ul (simbol Pa), egal cu N/m<sup>2</sup>, a fost introdus ca unitate derivată SI, în anul 1971 [16].

| Sistemul SI |    |    |          |                    |                           | Sistemul MKfS |   |   |          |                    |                   | Observații |                                      |           |
|-------------|----|----|----------|--------------------|---------------------------|---------------|---|---|----------|--------------------|-------------------|------------|--------------------------------------|-----------|
| Dimensiuni  |    |    |          | Unitatea de măsură | Simbolul unității         | Dimensiuni    |   |   |          | Unitatea de măsură | Simbolul unității |            |                                      |           |
| L           | M  | T  | $\theta$ |                    |                           | L             | M | T | $\theta$ |                    |                   |            |                                      |           |
| 1           |    |    |          | metru              | m                         |               |   |   | 1        |                    |                   | metru      | m                                    | Obs.<br>2 |
| 2           |    |    |          |                    | m <sup>2</sup>            |               |   |   | 2        |                    |                   |            | m <sup>2</sup>                       |           |
| 3           |    |    |          |                    | m <sup>3</sup>            |               |   |   | 3        |                    |                   |            | m <sup>3</sup>                       |           |
|             |    |    |          | radian             | rad                       |               |   |   |          |                    |                   |            |                                      |           |
|             |    |    |          | steradian          | sr                        |               |   |   |          |                    |                   |            |                                      |           |
|             |    |    |          |                    |                           |               |   |   |          |                    |                   |            | kgf · s <sup>2</sup> /m              |           |
|             | 1  |    |          | kilogram           | kg                        |               |   |   | -1       | 1                  | 2                 |            |                                      |           |
| -3          | 1  |    |          |                    | kg/m <sup>3</sup>         |               |   |   | -1       | 1                  | 2                 |            | kgf · s <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> |           |
| -3          | 1  |    |          |                    | kg/m <sup>3</sup>         |               |   |   | -3       | 1                  |                   |            | kgf/m <sup>3</sup>                   |           |
| 3           | -1 |    |          |                    | m <sup>3</sup> /kg        |               |   |   | 3        | -1                 |                   |            | m <sup>3</sup> /kgf                  |           |
|             |    | 1  |          | secundă            | s                         |               |   |   |          |                    | 1                 |            | s                                    |           |
|             |    | -1 |          |                    | s <sup>-1</sup>           |               |   |   |          |                    | -1                |            | s <sup>-1</sup>                      |           |
|             |    | -1 |          |                    | rad/s                     |               |   |   |          |                    | -1                |            | rad/s                                |           |
| 1           |    | -1 |          |                    | m/s                       |               |   |   | 1        |                    | -1                |            | m/s                                  |           |
| 1           |    | -2 |          |                    | m/s <sup>2</sup>          |               |   |   | 1        |                    | -2                |            | m/s <sup>2</sup>                     |           |
| 2           |    | -1 |          |                    | m <sup>2</sup> /s         |               |   |   | 2        |                    | -1                |            | m <sup>2</sup> /s                    |           |
| 2           |    | -1 |          |                    | m <sup>2</sup> /s         |               |   |   | 2        |                    | -1                |            | m <sup>2</sup> /s                    |           |
| 3           |    | -1 |          |                    | m <sup>3</sup> /s         |               |   |   | 3        |                    | -1                |            | m <sup>3</sup> /s                    |           |
|             | 1  | -1 |          |                    | kg/s                      |               |   |   | -1       | 1                  | -1                |            | kgf · s/m                            |           |
|             |    | 1  | -2       |                    | kg/s <sup>2</sup>         |               |   |   | -1       | 1                  | -2                |            | kgf/s                                |           |
| 1           | 1  | -2 |          | newton             | N = kg · m/s <sup>2</sup> |               |   |   | 1        | 1                  | -2                |            | kgf/m                                |           |
|             |    |    |          |                    |                           |               |   |   |          |                    |                   |            | kgf                                  |           |
| -1          | 1  | -2 |          | pascal             | Pa = N/m <sup>2</sup>     |               |   |   | -2       | 1                  | -2                |            | kgf/m <sup>2</sup>                   |           |
|             | 1  | -2 |          | joule              | J = N · m                 |               |   |   | 1        | 1                  | -2                |            | kgf · m                              |           |
| -1          | 1  | -1 |          |                    | kg/(m · s)                |               |   |   | -2       | 1                  | -1                |            | kgf · s/m <sup>2</sup>               |           |
| -2          | 1  | -2 |          |                    | N/m <sup>3</sup>          |               |   |   | -3       | 1                  | -2                |            | kgf/m <sup>3</sup>                   |           |
| 2           | 1  | -3 |          | watt               | W = J/s                   |               |   |   | 1        | 1                  | -3                |            | kgf · m/s                            |           |
|             |    |    | 1        | kelvin             | K                         |               |   |   |          |                    | 1                 |            | grd                                  |           |
|             |    | -1 |          |                    | K <sup>-1</sup>           |               |   |   |          |                    | -1                |            | grd <sup>-1</sup>                    |           |
|             |    | -1 |          |                    | K <sup>-1</sup>           |               |   |   |          |                    | -1                |            | grd <sup>-1</sup>                    |           |
| 2           | 1  | -2 |          | joule              | J                         |               |   |   | 1        | 1                  | -2                |            | kcal = 426 kgf · m                   |           |
|             |    |    |          |                    |                           |               |   |   |          |                    |                   |            | · m                                  |           |
| 2           |    | -2 |          |                    | J/kg                      |               |   |   | 1        |                    | -2                |            | kcal/kgf                             |           |
| 2           |    | -2 |          |                    | J/kg                      |               |   |   | 1        |                    | -2                |            | kcal/kgf                             |           |
| 2           |    | -2 |          |                    | J/kg                      |               |   |   | 1        |                    | -2                |            | kcal/kgf                             |           |
| 2           |    | -2 |          |                    | J/kg                      |               |   |   | 1        |                    | -2                |            | kcal/kgf                             |           |
| 2           |    | -2 | -1       |                    | J/(kg · K)                |               |   |   | 1        |                    | -2                | -1         | kcal/(kgf · °K)                      |           |
| 2           | 1  | -2 | -1       |                    | J/K                       |               |   |   | 1        | 1                  | -2                | -1         | kcal/grd                             |           |
| 2           |    | -2 | -1       |                    | J/(kg · K)                |               |   |   | 1        |                    | -2                | -1         | kcal/(kgf · grd)                     |           |
| 1           | 1  | -3 | -1       |                    | W/(m · K)                 |               |   |   |          | 1                  | -2                | -1         | kcal/(m · s · grd)                   |           |
|             | 1  | -3 | -1       |                    | W/m <sup>2</sup> · K      |               |   |   | -1       | 1                  | -1                | -1         | kcal/(m <sup>2</sup> · s · grd)      |           |
|             | 1  | -3 | -1       |                    | W/(m <sup>2</sup> · K)    |               |   |   | -1       | 1                  | -1                | -1         | kcal/(m <sup>2</sup> · s · grd)      |           |

ratură și diferență de temperatură, în anul 1967 [16]  
anul 1971 [16].

În această carte au fost folosite, în general, unitățile de măsură ale Sistemului Internațional (SI); totuși, din cauza rutinei, de care trebuie să se țină încă seamă, și ca urmare a faptului că numeroase tabele, grafice (diagrame, nomograme) și scări (cadrane) ale instrumentelor de măsurare nu sînt transpuse în SI, au fost utilizate (uneori în paralel) și unități ale altor sisteme.

În tabelul 1.2 sînt indicate dimensiunile și unitățile coerente ale mărimilor principale în sistemele de unități CGS, SI, MKfS.

La folosirea unităților de măsură se va ține seamă de următoarele observații (v. și STAS 737/3-76):

— unitățile de măsură care poartă numele unor mari fizicieni (*Newton, Joule, Watt, Ampère* ș.a.) se scriu cu litere mici (newton, joule, watt, ampère), iar simbolurile acestor unități se scriu cu majuscule (N, J, W, A);

— pentru valori mari sau mici ale mărimilor măsurate se folosesc prefixele din tabelul 1.3; se vor prefera cele recomandate;

— pînă la valoarea 1, inclusiv, se folosește singularul (0,9 kW se citește 0,9 kilowatt, 0,1 nm se citește 0,1 nanometru); pentru valori mai mari decît unitatea se folosește pluralul (1,1 N se citește 1,1 newtoni, 10 MW se citește 10 megawați);

— nu se folosesc mai multe prefixe consecutive, de exemplu micromilimetru și nici  $10^{-6}$  milimetri, ci nanometru;

— simbolurile unităților de măsură derivate, formate din produse ale simbolurilor unităților fundamentale se scriu cu semnul  $\times$  sau  $\cdot$  (punct la jumătatea rîndului) între factorii produsului; exemple:  $J/(kg \cdot K)$ ,  $N \cdot s/m^2$ ; este preferabil ca unitățile sub semnul de împărțire / să fie scrise între paranteze, de exemplu:  $J/(kg \cdot K)$ .

În tabelul din anexă sînt date unitățile unor mărimi împreună cu coeficientul de transformare în unități SI.

Tabelul 1.3

Prefixe pentru multiplii și submultiplii unităților de măsură

| Prefixul | Simbol | Valoarea                                    | Observație |
|----------|--------|---------------------------------------------|------------|
| exa      | E      | $10^{18} = 1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000$ | [16]       |
| peta     | P      | $10^{15} = 1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000$      | [16]       |
| tera     | T      | $10^{12} = 1\ 000\ 000\ 000\ 000$           |            |
| giga     | G      | $10^9 = 1\ 000\ 000\ 000$                   |            |
| mega     | M      | $10^6 = 1\ 000\ 000$                        | recomandat |
| kilo     | k      | $10^3 = 1\ 000$                             | recomandat |
| hecto    | h      | $10^2 = 100$                                |            |
| deca     | da     | $10^1 = 10$                                 |            |
|          |        | 1 = 1                                       |            |
| deci     | d      | $10^{-1} = 0,1$                             |            |
| centi    | c      | $10^{-2} = 0,01$                            |            |
| milli    | m      | $10^{-3} = 0,001$                           |            |
| micro    | $\mu$  | $10^{-6} = 0,000\ 001$                      | recomandat |
| nano     | n      | $10^{-9} = 0,000\ 000\ 001$                 | recomandat |
| pico     | p      | $10^{-12} = 0,000\ 000\ 000\ 001$           |            |
| femto    | f      | $10^{-15} = 0,000\ 000\ 000\ 000\ 001$      |            |
| atto     | a      | $10^{-18} = 0,000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 001$ |            |

## 1.4. Analiza dimensională

Analiza dimensională este ansamblul de cunoștințe și metode pentru tratarea unor probleme de inginerie chimică, folosind formulele dimensionale ale mărimilor fizice.

Aplicațiile principale ale analizei dimensionale sînt:

- convertirea unităților de măsură dintr-un sistem într-altul,
- verificarea ecuațiilor pe baza omogenității lor dimensionale,
- stabilirea formei generale a ecuațiilor.

### 1.4.1. Trecerea de la un sistem de unități de măsură la altul

Atît timp cît mai sînt în uz diferite sisteme de unități de măsură și cît timp există valori, formule, tabele, grafice și scări gradate în unitățile mai multor sisteme coerente sau în unități necoerente, intervine frecvent necesitatea de a trece de la un sistem de unități la altul.

Pentru astfel de transformări servesc și tabelele 1.2 și 1.4 cum și tabelele din anexa de la sfîrșitul acestui volum.

1.4.1.1. Expriimarea măsurii unei mărimi într-un alt sistem de unități. Fie  $V$  valoarea unei mărimi exprimată în unitățile  $a_1, b_1, c_1$  prin măsura  $v_1$ :

$$V = v_1 a_1 b_1 c_1; \quad (1.5)$$

se cere ca  $V$  să fie exprimat în unitățile  $a_2, b_2, c_2$ , adică

$$V = v_2 a_2 b_2 c_2 \quad (1.6)$$

unde  $v_2$  este noua măsură a aceleași valori  $V$ , dar exprimată acum în unitățile noului sistem.

Prin împărțire se obține:

$$\frac{v_2}{v_1} = m_a m_b m_c \quad (1.7)$$

în care:

$$m_a = \frac{a_1}{a_2}; \quad m_b = \frac{b_1}{b_2}; \quad m_c = \frac{c_1}{c_2} \quad (1.8)$$

Rezultatul este

$$v_2 = v_1 m_a m_b m_c \quad (1.9)$$

sau, împreună cu ecuația (1.6),

$$V = v_1 m_a m_b m_c a_2 b_2 c_2 \quad (1.10)$$

Exemple

1) Să se exprime viteza de 50 km/h în m/s.

$$m_a = \frac{\text{km}}{\text{m}} = 1\ 000; \quad m_b = \frac{\text{h}}{\text{s}} = 3\ 600$$

$$v = 50 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 50(m_a m_b)^{-1} = 50(1\ 000\ \text{m})/36\ 000 = 13,9\ \text{m/s}$$



2) Să se exprime presiunea de 15 lbf/m<sup>2</sup> în kgf/cm<sup>2</sup> și în Pa=N/m<sup>2</sup>:

$$1 \text{ lbf} = 0,4536 \text{ kgf} = 4,448 \text{ N}$$

$$1 \text{ in} = 2,54 \text{ cm} = 0,0254 \text{ m}$$

$$p = 15 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 15 \frac{0,4536 \text{ kgf}}{(2,54 \text{ cm})^2} = 1,055 \text{ kgf/cm}^2$$

$$p = 15 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 15 \frac{4,448 \text{ N}}{(0,0254 \text{ m})^2} = 1,034 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

3) Să se exprime conductivitatea termică  $\lambda$  de 540 Btu/ft<sup>2</sup>·h (°F/in) în kcal/(m·h·°C) și în unitățile SI:

$$1 \text{ Btu} = 0,252 \text{ kcal} = 1 055 \text{ J}$$

$$1 \text{ ft} = 0,3048 \text{ m}$$

$$1 \text{ in} = 0,0254 \text{ m}$$

$$1 \text{ h} = 3 600 \text{ s}$$

$$1^\circ\text{F} = (1/1,8)^\circ\text{C}$$

$$\lambda = \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \frac{^\circ\text{F}}{\text{in}}} = 540 \frac{0,252 \text{ kcal}}{(0,3048 \text{ m})^2 \cdot \frac{1}{1,8} \text{ grd}} = 64,5 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grd}}$$

$$\lambda = 540 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \frac{^\circ\text{F}}{\text{in}}} = 540 \frac{1 055 \text{ J}}{(0,3048 \text{ m})^2 (3 600 \text{ s}) \frac{1}{1,8} \text{ grd}} = 75,0 \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{grd}} = \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{grd}}$$

1.4.1.2. Transpunerea unei ecuații în alte unități de măsură. Ecuațiile sînt relații între măsurile unor valori de mărimi. Cînd aceste valori sînt exprimate în unitățile coerente, ecuațiile sînt valabile în oricare sistem (coerent) de unități de măsură. Totuși, fie din cauză că ecuațiile conțin valori exprimate prin măsuri în unități necoerente, fie că din necesități practice este preferabil să se introducă unități necoerente, este uneori necesar să se transpună ecuațiile în alte unități de măsură.

Fie ecuația:

$$v_1 = k_1 n_1 p_1 r_1$$

de transformat în ecuația:

$$v_2 = k_2 n_2 p_2 r_2$$

în care  $v$ ,  $n$ ,  $p$ ,  $r$  sînt măsuri ale valorilor unei mărimi, în diferite unități (1 sau 2),  $v$ ,  $n$ ,  $p$  sînt exponenți, iar  $k_1$  și  $k_2$  coeficienți.

Transformarea se rezolvă înlocuind  $v_1$ ,  $n_1$ ,  $p_1$ ,  $r_1$  în funcție de, respectiv,  $v_2$ ,  $n_2$ ,  $p_2$ ,  $r_2$  cu ajutorul relațiilor de forma (1.9), de exemplu:

$$v_1 = \frac{v_2}{m_v m_p m_r}$$

Exemplu. Să se transforme ecuația căderii corpurilor în vid:

$$l = \frac{1}{2} a \tau^2$$

exprimînd lungimea  $l$  în km, accelerația  $a$  în cm/s<sup>2</sup> și timpul  $\tau$  în h.

Considerînd că ecuația este dată în sistemul internațional, se introduc modulele rezultate din următoarele corespondențe:

$$\text{— pentru } l: \frac{\text{m}}{\text{km}} = \frac{1}{1 000}$$

$$\text{— pentru } a: \frac{\text{m/s}^2}{\text{cm/s}^2} = \frac{\text{m}}{\text{cm}} = 100$$

$$\text{— pentru } \tau: \frac{\text{s}}{\text{h}} = \frac{1}{3 600}$$

și se obține, aplicînd metoda arătată

$$\frac{l}{1 000} = \frac{1}{2} \frac{a}{100} \left( \frac{\tau}{3 600} \right)^2$$

sau

$$l = 61,8 a \tau^2$$

în unitățile cerute.

#### 1.4.2. Verificarea ecuațiilor pe baza omogenității dimensionale

Grupurile de mărimi care formează termenii unei ecuații trebuie să fie identici din punctul de vedere al formulei lor dimensionale și al unităților de măsură.

Constantele care însoțesc termenii ecuațiilor pot fi dimensionate sau adimensionale; bineînțeles, valoarea constantelor dimensionale depinde de unitățile în care ele sînt exprimate.

Deoarece ecuațiile fizice trebuie să fie valabile în orice sistem coerent de unități de măsură, verificarea lor dimensională poate fi făcută în oricare sistem coerent de unități.

Exemplu. Să se găsească dimensiunile constantelor  $a$ ,  $b$ ,  $R$  din ecuația lui van der Waals (v. 2.5.3.1):

$$\left( p + \frac{a}{V^2} \right) (V + b) = RT \quad (1.11)$$

sau

$$pV^3 - pbV^2 + aV - ab - RTV^2 = 0 \quad (1.12)$$

Fiecare termen al ecuației (1.12) va trebui să aibă (în SI) dimensiunile:

$$\left[ \text{Presiune} \left( \frac{\text{Volum}}{\text{mol}} \right)^3 \right] = (L^{-1}MT^{-2}) \left( \frac{L^3}{\text{mol}} \right)^3 = \frac{L^3MT^{-2}}{\text{mol}^3}$$

Aplicînd condiția omogenității dimensionale la ecuația (1.12) rezultă:

— pentru constanta  $a$  (din termenul al treilea):

$$[a] = \frac{L^3MT^{-2}/\text{mol}^3}{L^3/\text{mol}} = L^3MT^{-2}\text{mol}^{-2}$$

— pentru constanta  $b$  (din termenii al doilea și al patrulea):

$$[b] = V = L^3 \text{ mol}^{-1}$$

— pentru constanta  $R$  (din ultimul termen):

$$[R] = \frac{L^3 M T^{-2} / \text{mol}^2}{\theta \left( \frac{L^3}{\text{mol}} \right)^2} = L^2 M T^{-2} \theta^{-1} \text{ mol}^{-1}$$

unde  $\theta$  reprezintă diferența de temperatură, mărime fundamentală pentru procesele termice.

Pe baza aceluiași principiu al omogenității dimensionale, termenii din fiecare paranteză a ecuației (1.11) trebuie să aibă aceeași formulă dimensională:

— pentru constanta  $a$  (din prima paranteză):

$$[a] = [pV^2] = L^{-1} M T^{-2} \left( \frac{L^3}{\text{mol}} \right)^2 = L^5 M T^{-2} \text{ mol}^{-2}$$

— pentru constanta  $b$  (din a doua paranteză):

$$[b] = \left[ \frac{V}{\text{mol}} \right] = L^3 \cdot \text{mol}^{-1}$$

— pentru constanta  $R$ , din ecuația (1.11), termenul  $RT$  trebuie să aibă dimensiunile produsului  $pV$ , deci:

$$[R] = \frac{pV}{T} = \frac{(L^{-1} M T^{-2}) L^3 / \text{mol}}{\theta} = L^2 M T^{-2} \theta^{-1} / \text{mol}^{-1}$$

*Exemplu.* Diferența de temperatură dintre două lichide separate printr-un perete la momentul  $\tau$ , este dată de ecuația (v. cap. 18, vol. II):

$$\Delta t' = \Delta t' e^{-mkA\tau}$$

în care

$$m = \frac{1}{G_1 c_1} - \frac{1}{G_2 c_2}$$

Semnificația notațiilor și unitățile de măsură (în SI) sint:

$\Delta t'$  — este diferența dintre temperaturile celor două lichide în momentul  $\tau$ , K;

$\Delta t'$  — diferența dintre temperaturile celor două lichide în momentul inițial  $\tau=0$ , K;

$e=2,718$  — baza logaritmulor naturali, adimensional;

$k$  — coeficientul total de transfer termic,  $J/(m^2 \cdot s \cdot K)$ ;

$A$  — aria suprafețelor de separare dintre lichide,  $m^2$ ;

$\tau$  — timpul, s;

$G_1, G_2$  — masa lichidelor, kg;

$c_1, c_2$  — căldurile masice ale lichidelor,  $J/(kg \cdot K)$ .

Pentru ca ecuația să fie dimensional omogenă este necesar ca exponentul ( $mkA\tau$ ) să fie adimensional, adică

$$mkA\tau = \frac{1}{\text{kg}} \cdot \frac{J}{\text{kg} \cdot \text{grd}} \cdot \frac{J}{m^2 \cdot s \cdot \text{grd}} \cdot m^2 \cdot s = 1$$

ceea ce verifică folosirea corectă a unităților de măsură.

### 1.4.3. Stabilirea formei generale a ecuațiilor fizice

O altă aplicație de mare utilitate practică în ingineria chimică este folosirea analizei dimensionale pentru găsirea formei generale a ecuațiilor.

Pentru aceasta se folosește metoda bazată pe teorema  $\pi$ .

1.4.3.1. Teorema  $\pi$  sau teorema lui Buckingham (1914) poate fi enunțată astfel:

Un fenomen fizic poate fi descris printr-o funcție:

$$f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{m-n}) = \text{const.} \quad (1.13)$$

în care variabilele  $\pi$  sint grupuri adimensionale, formate din mărimile fizice și constante dimensionale care influențează fenomenul.

Numărul grupurilor adimensionale  $\pi$  este egal cu  $(m-n)$ , adică cu diferența dintre numărul  $m$  de mărimi fizice plus constante dimensionale care intervin în desfășurarea fenomenului, și numărul  $n$  de mărimi fundamentale implicate în unitățile celor  $m$  mărimi fizice și constante dimensionale:

$n=3$  pentru fenomene mecanice (lungimea, masa, timpul);

$n=4$  pentru fenomenele termice (lungimea, masa, timpul, temperatura);

$n=4$  pentru fenomene electrice (lungimea, masa, timpul, intensitatea curentului electric);

$n=5$  pentru fenomene termo-elastice (lungimea, masa, timpul, temperatura, intensitatea curentului electric).

Pentru găsirea funcției căutate, teorema  $\pi$  se aplică în modul următor:

1) Se înșiră toate mărimile fizice și constantele dimensionale care — din considerații mecanice, termodinamice etc. — se apreciază că influențează fenomenul studiat.

2) Se scrie formula dimensională pentru fiecare dintre mărimile fizice și constantele dimensionale de la punctul precedent.

3) Se aleg  $n$  (=numărul mărimilor fundamentale ale problemei) dintre mărimile fizice și constantele fizice ce intervin în problemă. Alegerea se face în așa fel, încât totalitatea mărimilor și constantelor alese să conțină cel puțin o dată, toate mărimile fundamentale ale problemei.

4) Se formează grupurile  $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{m-n}$  constind fiecare din produsul celor  $n$  mărimi și constante comune, alese la punctul 3), plus câte una dintre celelalte mărimi și constante; se asociază câte un exponent (deocamdată arbitrar) fiecărei mărimi și constante din fiecare grup  $\pi$ .

5) Se determină valoarea acestor exponenți punind condiția ca fiecare grup să fie adimensional.

*Exemplul 1.* Cu ajutorul analizei dimensionale, să se găsească ecuația pentru căderea corpurilor în vid.

Din considerații calitative asupra fenomenului, se deduce că intervin următoarele mărimi:

— masa mobilului  $m$ ;  $[m] = M$

— drumul parcurs  $l$ ;  $[l] = L$

— timpul  $\tau$ ;  $[\tau] = T$

— accelerația gravitațională  $g$ ;  $[g] = LT^{-2}$

Căderea corpurilor fiind un fenomen mecanic, numărul necesar de mărimi fundamentale pentru a-l descrie este  $n=3$ .

Numărul grupurilor  $\pi$  este deci:

$$m-n=4-3=1$$

asa încit toate cele trei mărimi fizice  $m, l, \tau$  și constanta dimensională  $g$ , afectate de exponenții  $a, b, c, d$  vor forma singurul grup:

$$\pi_1 = m^a l^b \tau^c g^d \quad (1.14)$$

Rămâne să fie determinati exponenții astfel încit grupul să fie adimensional.

Introducind formulele dimensionale ale factorilor grupului, se obține:

$$\pi_1 = M^a L^b T^c (LT^{-2})^d$$

sau după mărimile fundamentale,

$$\pi_1 = M^a L^{(b+d)} T^{(c-2d)}$$

Pentru ca grupul să fie adimensional, se ține seamă că mărimile fundamentale sunt independente între ele, este necesar ca exponentul fiecărei mărimi fundamentale să fie nul:

$$\left. \begin{aligned} a &= 0 \\ b+d &= 0 \\ c+2d &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Acest sistem de trei ecuații cu patru necunoscute se rezolvă exprimând celelalte necunoscute în funcție de una din ele, de exemplu în funcție de  $d$ ; se obține

$$a=0; \quad b=-d; \quad c=2d$$

Introducând aceste rezultate în ecuația (1.14), rezultă:

$$\pi_1 = m^0 l^{-d} \tau^{2d} g^d = \left( \frac{g \tau^2}{l} \right)^d$$

Ecuația căutată este deci, în conformitate cu ecuația (1.13)

$$f\left(\frac{g \tau^2}{l}\right) = \text{const}$$

Adoptînd funcția cea mai simplă

$$\frac{g \tau^2}{l} = k$$

sau, în forma cunoscută,

$$l = \frac{1}{k} g \tau^2$$

Acest rezultat este interesant prin eliminarea masei, introdusă în mod intenționat greșit — printre mărimile care intervin în căderea corpurilor. Dacă nu s-ar fi introdus masa, numărul mărimilor fizice care influențează fenomenul ar fi fost  $n=2$ ; rezultatul ar fi fost același.

La acest rezultat se opresc posibilitățile analizei dimensionale. Determinarea constantei  $k$  urmează să se facă prin alte mijloace; experimental s-a găsit  $k=2$ , deci

$$l = \frac{1}{2} g \tau^2$$

**Exemplul 2.** Să se găsească grupurile adimensionale care intervin în curgerea fluidelor (a se vedea și cap. 8).

Mărimile fizice și constanta dimensională considerate că intervin în acest fenomen, împreună cu formulele lor dimensionale (în SI) sînt arătate în următorul tabel:

| Mărimea                    | Simbolul   | Formula dimensională |
|----------------------------|------------|----------------------|
| Lungimea                   | $l$        | $L$                  |
| Viteza                     | $w$        | $LT^{-1}$            |
| Densitatea                 | $\rho$     | $ML^{-3}$            |
| Accelerația gravitațională | $g$        | $LT^{-2}$            |
| Pierderea de presiune      | $\Delta p$ | $ML^{-1}T^{-2}$      |
| Viscozitatea               | $\eta$     | $ML^{-1}T^{-1}$      |

Sînt deci  $m=6$  mărimi fizice și constante adimensionale și  $n=3$  (fenomen mecanic) mărimi fundamentale. Rezultă  $m-n=3$  grupuri adimensionale  $\pi$ .

Relația căutată, conform teoremei  $\pi$  (ecuația 1.13), va fi:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = \text{const.}$$

Pentru grupare se aleg primele trei mărimi  $l, w, \rho$  ca mărimi comune, la care se adaugă, pe rînd, cîte una din celelalte, toate afectate de exponenții  $a_1, b_1, c_1, d_1$ :

$$\pi_1 = l^{a_1} w^{b_1} \rho^{c_1} g^{d_1}$$

Dimensional,

$$[\pi_1] = L^{a_1} (LT^{-1})^{b_1} (ML^{-3})^{c_1} (LT^{-2})^{d_1} = M^{c_1} L^{a_1+b_1-3c_1+d_1} T^{-b_1-2d_1}$$

Pentru ca  $\pi_1$  să fie adimensional este necesar ca exponenții mărimilor fundamentale  $M, L, T$  să fie nuli, deci

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= 0 \\ a_1 + b_1 - 3c_1 + d_1 &= 0 \\ -b_1 - 2d_1 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Acest sistem de trei ecuații cu patru necunoscute se rezolvă în raport cu  $d_1$ , considerat egal cu unitatea,

$$a_1=1; \quad b_1=-2; \quad c_1=0; \quad d_1=1.$$

Rezultă:

adică

$$\pi_1 = l w^{-2} \rho^0 g$$

$$\pi_1 = \frac{lg}{w^2} = Fr$$

Grupul dimensional  $lg/w^2$  poartă numele de numărul lui Froude, cu simbolul  $Fr$ . În mod asemănător,

$$\pi_2 = l^2 w^3 \rho^2 (\Delta p)^2$$

$$[\pi_2] = L^{a_2} (LT^{-1})^{b_2} (ML^{-3})^{c_2} (ML^{-1}T^{-2})^{d_2} = M^{c_2+d_2} L^{a_2+b_2-3c_2-d_2} T^{-b_2-2d_2}$$

$$\left. \begin{aligned} c_2 + d_2 &= 0 \\ a_2 + b_2 - 3c_2 - d_2 &= 0 \\ -b_2 - 2d_2 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

$$a_2=0; \quad b_2=2; \quad c_2=-1; \quad d_2=1$$

$$\pi_2 = l w^{-2} \rho^{-1} \Delta p$$

$$\pi_2 = \frac{\Delta p}{\rho w^2} = Eu$$

Grupul adimensional  $\Delta p/\rho w^2$  poartă numele de numărul lui Euler, cu simbolul  $Eu$ . În mod asemănător,

$$\pi_3 = l^3 w^3 \rho^3 \eta^2$$

$$[\pi_3] = L^{a_3} (LT^{-1})^{b_3} (ML^{-3})^{c_3} (ML^{-1}T^{-1})^{d_3} = M^{c_3+d_3} L^{a_3+b_3-3c_3-d_3} T^{-b_3-d_3}$$

$$\left. \begin{aligned} c_3 + d_3 &= 0 \\ a_3 + b_3 - 3c_3 - d_3 &= 0 \\ -b_3 - d_3 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

$$a_3 = -1; \quad b_3 = -1; \quad c_3 = -1; \quad d_3 = 1$$

$$\pi_3 = l^{-1} w^{-1} \rho^{-1} \eta$$

$$\pi_3 = \left( \frac{l w \rho}{\eta} \right)^{-1} = \text{Re}^{-1}$$

Grupul adimensional  $l w \rho / \eta$  poartă numele de *numărul lui Reynolds*, cu simbolul Re.

Forma generală a funcției care descrie curgerea fluidelor (cu restricția dependenței numai de variabilele menționate în tabelul de mai jos este deci:

$$f(\text{Fr}, \text{Eu}, \text{Re}) = \text{const}$$

**Exemplul 3.** Să se găsească grupurile adimensionale ale ecuației criteriale pentru transferul termic de la un fluid la peretele interior al unei conducte, prin convenție forțată (v. cap. 18, vol. II).

Mărimile fizice care intervin în acest fenomen sînt:

| Mărimea                             | Simbolul  | Formula dimensională                 |
|-------------------------------------|-----------|--------------------------------------|
| Coefficientul parțial de transfer   | $\alpha$  | $M \quad T^{-3} \theta^{-1}$         |
| Căldura masică a fluidului          | $c_p$     | $L^2 \quad T^{-2} \theta^{-1}$       |
| Densitatea fluidului                | $\rho$    | $M \quad L^{-3}$                     |
| Conductivitatea termică a fluidului | $\lambda$ | $M \quad L \quad T^{-3} \theta^{-1}$ |
| Viscozitatea fluidului              | $\eta$    | $M \quad L^{-1} \quad T^{-1}$        |
| Viteza fluidului în conductă        | $w$       | $L \quad T^{-1}$                     |
| Diametrul conductei                 | $h$       | $L$                                  |

$\theta$  este diferența de temperatură. Temperatura nu apare ca variabilă independentă, ea influențează însă toate proprietățile fluidului.

Fiind șapte variabile ( $m=7$ ) și patru mărimi fundamentale ( $n=4$ ) care intervin (fenomen termic), rezultă că ecuația căutată va avea  $m-n=3$  grupuri adimensionale  $\pi$ , adică va avea forma:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = \text{const} \quad (1.15)$$

Pentru formarea grupurilor adimensionale se aleg ca variabile comune  $\lambda, \eta, w, d$ .

Grupul  $\pi_1$  conține  $\lambda, \eta, w, d, \alpha$ , afectate de exponenții  $A, B, C, D, E$ :

$$\pi_1 = \lambda^A \eta^B w^C d^D \alpha^E$$

$$[\pi_1] = (MLT^{-3}\theta^{-1})^A (ML^{-1}T^{-1})^B (LT^{-1})^C L^D (MT^{-3}\theta^{-1})^E =$$

$$= M^{A+B+E} L^{A-B+C+D} T^{-3A-B-C-3E} \theta^{-A-E}$$

Pentru ca  $\pi_1$  să fie adimensional, este necesar și suficient ca dimensiunile, adică exponenții fiecărei mărimi fundamentale, să fie nuli, deci:

$$\begin{cases} A+B+E=0 \\ A-B+C+D=0 \\ -3A-B-C-3E=0 \\ -A-E=0 \end{cases}$$

Sistemul acestor patru ecuații cu cinci necunoscute se rezolvă dînd uneia dintre ele o valoare arbitrară; cu  $A=-1$ , se obține:

$$A=-1; \quad B=0; \quad C=0; \quad D=1; \quad E=1$$

Cu aceste valori ale exponenților, grupul  $\pi_1$  devine:

$$\pi_1 = \lambda^{-1} \eta^0 w^0 d^1 \alpha^1 = \frac{\alpha d}{\lambda} = \text{Nu}$$

Grupul nedimensional  $\alpha d / \lambda$  este numit *numărul lui Nusselt*, cu simbolul Nu.

Grupul  $\pi_2$  conține variabilele  $\lambda, \eta, w, d, c_p$  afectate de exponenții  $A', B', C', D', E'$ :

$$\pi_2 = \lambda^{A'} \eta^{B'} w^{C'} d^{D'} c_p^{E'}$$

$$[\pi_2] = (MLT^{-3}\theta^{-1})^{A'} (ML^{-1}T^{-1})^{B'} (LT^{-1})^{C'} L^{D'} (L^2 T^{-2} \theta^{-1})^{E'} =$$

$$= M^{A'+B'} L^{A'-B'+C'+D'+2E'} T^{-3A'-B'-C'-2E'} \theta^{-A'-E'}$$

$$\begin{cases} A'+B'=0 \\ A'-B'+C'+D'+2E'=0 \\ -3A'-B'-C'-2E'=0 \\ -A'-E'=0 \end{cases}$$

[Punînd, arbitrar,  $A'=-1$  rezultă

$$A'=-1; \quad B'=1; \quad C'=0; \quad D'=0; \quad E'=1$$

$$\pi_2 = \lambda^{-1} \eta w^0 d^0 c_p^1 = \frac{c_p \eta}{\lambda} = \text{Pr}$$

Grupul adimensional  $c_p \eta / \lambda$  este numit *numărul lui Prandtl*, cu simbolul Pr.

Grupul  $\pi_3$  conține variabilele  $\lambda, \eta, w, d, \rho$  afectate de exponenții  $A'', B'', C'', D'', E''$ :

$$\pi_3 = \lambda^{A''} \eta^{B''} w^{C''} d^{D''} \rho^{E''}$$

$$[\pi_3] = (MLT^{-3}\theta^{-1})^{A''} (ML^{-1}T^{-1})^{B''} (LT^{-1})^{C''} L^{D''} (ML^{-3})^{E''} =$$

$$= M^{A''+B''+E''} L^{A''-B''+C''+D''-3E''} T^{-3A''-B''-C''} \theta^{-A''}$$

$$\begin{cases} A''+B''+E''=0 \\ A-B''-C''+D''-3E''=0 \\ -3A''-B''-C''=0 \\ -A''=0 \end{cases}$$

Rezolvînd cu valoarea arbitrară  $B''=-1$ , se obține:

$$A''=0; \quad B''=-1; \quad C''=1; \quad D''=1; \quad E''=1$$

$$\pi_3 = \lambda^0 \eta^{-1} w^1 d^1 \rho^1 = \frac{w d \rho}{\eta} = \text{Re}$$

Grupul adimensional  $w d \rho / \eta$  este numit (v. și pag 46) *numărul lui Reynolds*, cu simbolul Re.

Cu altă grupare a variabilelor sau alte valori arbitrare date unor exponenți, se ajunge la alte grupuri  $\pi$ , din care însă, prin diferite combinații (înmulțiri, împărțiri) se poate ajunge la grupurile clasice obținute mai sus.

Ecuația (1.15) devine:

$$f(\text{Nu}, \text{Re}, \text{Pr}) = \text{const.}$$

În tabelul (1.4) sînt date grupurile adimensionale (criteriile de similitudine) care intervin frecvent în ingineria chimică, din cele citeva sute cîte sînt cunoscute [4].

În cazuri mai complicate, cînd numărul variabilelor  $m$  și al mărimilor fundamentale  $n$  este mai mare, tratarea precedentă pentru determinarea grupurilor  $\pi$  și a valorii exponenților este greoaie.

Se caută să se micșoreze numărul variabilelor, scriînd de la început unele grupuri adimensionale:

— raporturi între două variabile (mărimi) de aceeași natură, de exemplu între două lungimi, viteze<sup>1)</sup> etc.; aceste raporturi între mărimi de aceeași

<sup>1)</sup> Astfel, raportul dintre viteza unor particule și viteza luminii este *numărul lui Einstein*, iar raportul dintre viteza unui mobil și viteza sunetului este *numărul lui Mach* (Ma).

Tabelul 1.4

## Criterii de similitudină

| Numărul (criteriul) lui  | Simbolul | Formule                                       | Formule echivalente                          | Observații                            |
|--------------------------|----------|-----------------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------------------------|
| Arhimede                 | Ar       | $\frac{gl^3}{\nu^2} \frac{\Delta \rho}{\rho}$ |                                              |                                       |
| Einstein                 |          | $\frac{w}{c}$                                 |                                              |                                       |
| Euler                    | Eu       | $\frac{\Delta p}{\rho w^2}$                   |                                              |                                       |
| Factor $j_h$ (căldură)   | $J_h$    | $\frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}}$                | St. $Pr^{2/3}$                               |                                       |
| Factor $j_m$ (difuziune) | $J_m$    | $\frac{Sh}{Re \cdot Sc^{1/3}}$                | St. $Sc^{2/3}$                               |                                       |
| Fourier                  | Fo       | $\frac{\alpha \tau}{l^2}$                     | $\frac{\lambda \tau}{\rho c_p l^2}$          |                                       |
| Froude                   | Fr       | $\frac{gl}{w^2}$                              |                                              |                                       |
| Galileu                  | Ga       | $\frac{gl^3}{w^2}$                            | $Fr \cdot Re^2$                              |                                       |
| Grashof                  | Gr       | $g \frac{l^3}{\nu^2} \beta \Delta t$          |                                              |                                       |
| Lewis                    | Le       | $\frac{\alpha}{D}$                            | $\frac{Sc}{Pr} = \frac{\lambda}{\rho c_p D}$ |                                       |
| Mach                     | Ma       | $\frac{w}{w_s}$                               |                                              |                                       |
| Newton                   | Ne       | $\frac{l \tau}{mw}$                           |                                              |                                       |
| Nusselt                  | Nu       | $\frac{\alpha l}{\lambda}$                    |                                              |                                       |
| Péclet                   | Pe       | $\frac{wl}{a}$                                | $\frac{wc_p \rho}{\lambda} = Re \cdot Pr$    |                                       |
| Prandtl                  | Pr       | $\frac{\nu}{a}$                               | $\frac{\eta c_p}{\lambda} = Pe Re$           |                                       |
| Rayleigh                 | Ra       | $g \frac{l^3}{\alpha \nu} \beta \Delta t$     | $Gr \cdot Pr$                                |                                       |
| Reynolds                 | Re       | $\frac{wl \rho}{\eta}$                        | $\frac{wl}{\nu}$                             | Pentru corpuri în rotație, $nd^2/\nu$ |

Tabelul 1.4 (continuare)

| Numărul (criteriul) lui | Simbolul | Formule                                    | Formule echivalente      | Observații                                                        |
|-------------------------|----------|--------------------------------------------|--------------------------|-------------------------------------------------------------------|
| Romankov                | Ro       | $\frac{[T_{us}]}{T}$                       |                          |                                                                   |
| Schmidt                 | Sc       | $\frac{\nu}{D}$                            | $\frac{\eta}{\rho D}$    | Numit și numărul lui Colburn sau numărul lui Prandtl p. difuziune |
| Sherwood                | Sh       | $\frac{kl}{D}$                             |                          | Numit și numărul lui Taylor sau numărul lui Nusselt p. difuziune  |
| Stanton (căldură)       | St       | $\frac{\alpha}{w \rho c_p}$                | $\frac{Nu}{Re \cdot Pr}$ |                                                                   |
| Stanton (difuziune)     | St'      | $\frac{k}{w}$                              | $\frac{Sh}{Re \cdot Sc}$ |                                                                   |
| Stefan                  | St       | $\frac{\sigma_n T^3}{\lambda}$             |                          |                                                                   |
| Thring                  |          | $\frac{\rho c_p w}{\epsilon \sigma_n T^3}$ |                          | Numit și numărul lui Boltzmann                                    |
| Weber                   | We       | $\frac{\rho w^2 l}{\sigma}$                |                          |                                                                   |

- $a$  — este difuzivitatea termică,  $L^2 T^{-1}$ ;  
 $c$  — viteza luminii,  $LT^{-1}$ ;  
 $c_p$  — căldură masică, la presiune constantă,  $L^2 T^{-2} \theta^{-1}$ ;  
 $D$  — coeficientul de difuziune,  $L^2 T^{-1}$ ;  
 $l$  — forță  $MLT^{-2}$ ;  
 $g$  — accelerația gravitațională,  $LT^{-2}$ ;  
 $k$  — coeficientul parțial de transfer de masă,  $LT^{-1}$ ;  
 $l$  — lungime,  $L$ ;  
 $n$  — turația,  $T^{-1}$ ;  
 $\Delta p$  — diferența de presiune,  $ML^{-1} T^{-2}$ ;  
 $w$  — viteza,  $LT^{-1}$ ;  
 $w_t$  — viteza sunetului în aer,  $LT^{-1}$ ;  
 $T$  — temperatura absolută a materialului de uscat,  $\theta$ ;  
 $T_{us}$  — temperatura termometrului uscat,  $\theta$ ;  
 $\alpha$  — coeficientul parțial de transfer termic,  $MT^{-2} \theta^{-1}$ ;  
 $\beta$  — coeficientul de dilatare volumică,  $\theta^{-1}$ ;  
 $\epsilon$  — coeficientul de emisie, adimensional;  
 $\eta$  — viscozitatea dinamică,  $ML^{-1} T^{-1}$ ;  
 $\lambda$  — conductivitatea termică,  $MLT^{-2} \theta^{-1}$ ;  
 $\nu$  — viscozitatea cinematică,  $L^2 T^{-1}$ ;  
 $\rho$  — densitatea,  $ML^{-3}$ ;  
 $\Delta \rho$  — diferența de densitate,  $ML^{-3}$ ;  
 $\sigma$  — tensiunea superficială,  $MT^{-2}$ ;  
 $\sigma_n$  — constanta de radiație,  $MT^{-2} \theta^{-4}$ ;  
 $\tau$  — timpul,  $T$ .

natură se numesc *simplecși*; pentru fiecare simplex, astfel format, se micșorează numărul variabilelor cu una;

— grupuri adimensionale care pot fi recunoscute apriori că intervin în descrierea fenomenului; pentru fiecare astfel de grup adimensional se micșorează numărul variabilelor cu o unitate, dintre cele care intră în formarea grupului (de preferință o variabilă caracteristică grupului).

Totuși, de multe ori numărul variabilelor și cel al mărimilor fundamentale rămân prea mari și trebuie să se recurgă la alte metode.

Dintre metodele existente, se prezintă în continuare, fără demonstrație, o schemă bazată pe metoda lui Cramer pentru determinarea soluției unui sistem de ecuații liniare. Pentru o mai bună înțelegere și, totodată, pentru restrângerea prezentării, schema este prezentată la exemplul precedent.

1) Pe baza unui tabel cum este cel de la pag. 46, se întocmește tabelul de mai jos, în care sînt trecuți exponenții (dimensiunile) mărimilor fundamentale pentru exprimarea variabilelor și constantelor dimensionale care intervin în problemă.

| Mărimi fundamentale | Variabile |     |        |     |            |        |
|---------------------|-----------|-----|--------|-----|------------|--------|
|                     | $l$       | $w$ | $\rho$ | $g$ | $\Delta p$ | $\eta$ |
| M                   | 0         | 0   | 1      | 0   | 1          | 1      |
| L                   | 1         | 1   | -3     | 1   | -1         | -1     |
| T                   | 0         | -1  | 0      | -2  | -2         | -1     |

Cifrele din acest tabel formează o matrice cu  $m$  coloane ( $m$  = numărul variabilelor + numărul constantelor dimensionale) și  $n$  rînduri ( $n$  = numărul mărimilor fundamentale);  $n=r$  = rangul matricei.

2) Se verifică dacă determinantul  $\Delta$  format cu primele  $n$  coloane este diferit de zero.

În exemplul urmărit

$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -3 \\ 0 & -1 & 0 \end{vmatrix} = -1 \neq 0$$

Deci este îndeplinită condiția  $\Delta \neq 0$ . Dacă această condiție nu este îndeplinită, se schimbă una sau mai multe din coloanele matricei. Deoarece variabilele cărora le corespund primele  $n$  coloane ale matricei sînt variabilele numite *comune* (în metoda precedentă) pentru formarea grupurilor adimensionale,  $\Delta=0$  înseamnă că aceste variabile nu au fost bine alese.

3) Se formează și se rezolvă toți determinanții posibili alcătuiți prin schimbarea succesivă a tuturor coloanelor determinantului cu toate cele  $(m-n)$  coloane ale matricei inițiale, necuprinse în  $\Delta$ . Determinanții astfel formați se notează cu doi indici: primul indice se referă la ordinul coloanei schimbate a determinantului  $\Delta$ , iar al doilea indice se numește numărul „soluției” și se referă la noua coloană a matricei care a fost introdusă în determinantul  $\Delta$  și se notează  $(r+1)$ ,  $(r+2)$ , ...

$$\Delta_{1,r+1} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -3 \\ -2 & -1 & 0 \end{vmatrix} = 1 \quad \Delta_{2,r+1} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -3 \\ 1 & -2 & 0 \end{vmatrix} = -2$$

$$\Delta_{1,r+2} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 \\ -1 & 1 & -3 \\ -2 & -1 & 0 \end{vmatrix} = 0$$

$$\Delta_{2,r+2} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -3 \\ 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = -2$$

$$\Delta_{1,r+3} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 \\ -1 & 1 & -3 \\ -1 & -1 & 0 \end{vmatrix} = -1$$

$$\Delta_{2,r+3} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -3 \\ 0 & -1 & 0 \end{vmatrix} = -1$$

$$\Delta_{3,r+1} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 \\ 0 & -1 & -2 \end{vmatrix} = 0$$

$$\Delta_{3,r+2} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -1 \\ 0 & -1 & -2 \end{vmatrix} = -1$$

$$\Delta_{3,r+3} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & -1 \\ 0 & -1 & -1 \end{vmatrix} = -1$$

Se obțin astfel valorile a  $n(m-n)$  determinanți de ordinul  $n$ .

4) Se alcătuieste tabelul următor, care conține exponenții variabilelor din grupurile adimensionale. Matricea formată din exponenții căutați are  $m$  coloane care se referă la cele  $n$  variabile și  $(m-n)$  rînduri care se referă la cele  $(m-n)$  grupuri adimensionale. Primele  $n$  coloane ale matricei sînt valorile determinantilor precedenți. Ultimele  $(m-n)$  coloane formează un determinant de rangul  $(m-n)$ , cu elementele diagonale egale cu unitatea și celelalte elemente nule.

|                                          | Rangul | Exponenții mărimilor |     |        |     |            |        |
|------------------------------------------|--------|----------------------|-----|--------|-----|------------|--------|
|                                          |        | $l$                  | $w$ | $\rho$ | $g$ | $\Delta p$ | $\eta$ |
| Grupurile adimensionale ale „soluțiilor” | $r+1$  | 1                    | -2  | 0      | 1   | 0          | 0      |
|                                          | $r+2$  | 0                    | -2  | -1     | 0   | 1          | 0      |
|                                          | $r+3$  | -1                   | -1  | -1     | 0   | 0          | 1      |

5) Grupurile căutate se formează cu mărimile și exponenții din fiecare rînd al tabelului. Din acest exemplu rezultă

$$\frac{lg}{w^2} = Fr; \quad \frac{\Delta p}{\rho w^2} = Eu; \quad \frac{\eta}{lw\rho} = (Re)^{-1}$$

Cînd, din cauza alegerii arbitrare a primelor coloane, nu se ajunge direct la grupurile adimensionale cunoscute, se fac operații algebrice (înmulțiri, împărțiri) asupra grupurilor adimensionale independente obținute.

Rezultatele la care s-a ajuns îndreptătesc următoarea formulare: analiza dimensională demonstrează posibilitatea de a descrie matematic un fenomen cu ajutorul grupurilor adimensionale independente, formate cu variabilele și constantele dimensionale care influențează fenomenul.



## 1.5. Similitudine și modele

Fenomenele din natură și cele provocate de om sînt dirijate de legi obiective, fizice sau chimice, fixe și generale, cunoscute sau încă necunoscute. Oamenii de știință caută să descopere aceste legi. Uneori legile sînt descoperite prin investigații experimentale; de cele mai multe ori însă, pornind tot de la observații directe asupra naturii sau de la observații experimentale, legile sînt intuite sau deduse prin raționamente asupra unui „model fizic”, imaginat de cercetător, prin care el îndepărtează din fenomenul natural, real, toate implicațiile adiacente, reducîndu-l prin simplificări și idealizări la o formă simplă (exemple: gazul ideal, lichidul ideal, soluția ideală, corpul negru absolut).

Dacă legea căutată reprezintă o relație cantitativă între mărimi, legea trebuie exprimată printr-o ecuație matematică, care descrie din punct de vedere matematic fenomenul studiat: ecuația este „modelul matematic” al fenomenului.

De obicei legea se referă la o clasă de fenomene; modelul matematic apare sub formă de ecuații diferențiale valabile pentru întregul ansamblu de fenomene guvernate de aceeași lege.

Individualizarea unui fenomen se face introducînd în raționament condițiile de univocitate:

— *condiții geometrice*, adică dimensiunile sistemului static și dimensiunile care definesc traiectoriile mișcărilor sistemului;

— *condiții de materiale*, definite prin proprietățile caracteristice materialelor folosite (constante fizice, parametri de stare);

— *condiții dinamice*: debite, fluctuații ale parametrilor implicați;

— *condiții de limită*, adică geometrice, de materiale și dinamice ale stărilor inițială și finală între care evoluează sistemul cercetat.

Ecuațiile modelului matematic general, în care au fost introduse condițiile de univocitate prin precizarea constantelor, integrarea între limitele specifice și introducerea unor condiții (restricții) suplimentare dau ecuații proprii fenomenului particular studiat, caracterizat prin condițiile de univocitate impuse.

Această cale obișnuită nu este întotdeauna utilizabilă, fie din cauză că nu se cunosc legile care guvernează fenomenul, fie din cauză că ecuația diferențială nu poate fi integrată, fie pentru că forma integrală este prea complicată pentru utilizare practică.

Experimentarea poate fi concepută și condusă în trei moduri corespunzînd la trei obiective diferite: 1) cu intenția de a studia un caz particular și a găsi rezultate valabile (numai) pentru cazul studiat sau pentru a verifica o formulă într-un caz particular, 2) cu intenția de a găsi formule empirice valabile pentru un domeniu restrîns de variație a parametrilor și 3) cu intenția de a descoperi legea generală care guvernează fenomenul studiat și a deduce relații valabile pentru domenii mai extinse chiar decît cele în care parametrii au variat în timpul experimentării.

Primele două moduri de experimentare au ca rezultat formule empirice; corelările alcătuite pe baza lor nu reprezintă o rezolvare științifică a problemei, deoarece aceste corelări nu presupun cunoașterea legilor fundamentale:

ele nu permit generalizarea dincolo de limitele condițiilor în care s-a experimentat.

Dimpotrivă, prin conducerea științifică a experimentării și interpretarea rezultatelor cu ajutorul teoriei similitudinii se ajunge la relații care pot fi extrapolate, deoarece ele sînt expresia legilor fundamentale ale fenomenului.

*Teoria similitudinii* sau *teoria modelelor* studiază metodele pentru deducerea și folosirea criteriilor de similitudine, cu scopul de a găsi mijloacele de transpunere la altă scară (mai mare sau mai mică) a rezultatelor obținute cu un sistem experimental numit *model experimental*. Cu alte cuvinte, se studiază criteriile după care condițiile experimentării să fie alese astfel încît să fie similare cu condițiile de la scara la care urmează să se facă transpunerea rezultatelor.

Experimentarea în aparatură de dimensiuni reduse, în condiții convenabile și, uneori, cu alte materiale, mai ușor accesibile, este un avantaj important al folosirii modelelor ca mijloc de lucru — experimental și teoretic — în ingineria chimică.

*Fenomene similare* sînt fenomenele guvernate de aceleași legi și pentru care condițiile de univocitate sînt similare, adică fenomenele care îndeplinesc condițiile de: 1) similitudine geometrică; 2) similitudine a constantelor fizice; 3) similitudine dinamică și 4) similitudine a condițiilor limită.

1) *Similitudinea geometrică* corespunde relațiilor:

$$\frac{L_0}{l_0} = \frac{L_1}{l_1} = \frac{L_2}{l_2} = \dots = \frac{L_n}{l_n} = a_l \quad (1.16)$$

la care se adaugă egalitatea unghiurilor dintre elementele corespunzătoare ale modelului și prototipului.

2) *Similitudinea materialelor* se exprimă prin relațiile:

$$\frac{C_0}{c_0} = \frac{C_1}{c_1} = \frac{C_2}{c_2} = \dots = \frac{C_n}{c_n} = a_c \quad (1.17)$$

3) *Similitudinea dinamică* se definește prin relațiile:

$$\frac{T_0}{t_0} = \frac{T_1}{t_1} = \frac{T_2}{t_2} = \dots = \frac{T_n}{t_n} = a_t \quad (1.18)$$

4) *Similitudinea condițiilor la limită* înseamnă îndeplinirea celor trei feluri de similitudine precedente, la stările inițială și finală ale sistemelor model și prototip.

În relațiile (1.16)–(1.18) notațiile au următoarele semnificații:

$L_0, L_1, \dots$  sînt dimensiunile prototipului (de exemplu, aparatul industrial);

$l_0, l_1, \dots$  — dimensiunile corespunzătoare ale modelului;

$C_0, C_1, \dots$  — constantele proprietăților materialelor, în prototip;

$c_0, c_1, \dots$  — constantele proprietăților materialelor, în model;

$T_0, T_1, \dots$  — duratele pentru parcurgerea traiectoriilor, în prototip;

$t_0, t_1, \dots$  — duratele pentru parcurgerea traiectoriilor corespunzătoare, în model;

$a$  este constanta de similitudine geometrică;

$a_c$  — constanta de similitudine a materialelor;

$a_t$  — constanta de similitudine dinamică.

### 1.5.1. Invarianți sau criterii de similitudine

Relațiile de similitudine (1.16)–(1.18), între toate elementele corespunzătoare a două sisteme asemenea (model și prototip), pot fi puse în forma următoare, valabilă pentru toate sistemele asemenea între ele:

$$\frac{L_1}{L_0} = \frac{l_1}{l_0} = \frac{l'_1}{l'_0} = \dots = i_{l,1}; \quad \frac{L_2}{L_0} = \frac{l_2}{l_0} = \frac{l'_2}{l'_0} = \dots = i_{l,2}; \dots$$

$$\frac{C_1}{C_0} = \frac{c_1}{c_0} = \frac{c'_1}{c'_0} = \dots = i_{c,1}; \quad \frac{C_2}{C_0} = \frac{c_2}{c_0} = \frac{c'_2}{c'_0} = \dots = i_{c,2}; \dots$$

$$\frac{T_1}{T_0} = \frac{t_1}{t_0} = \frac{t'_1}{t'_0} = \dots = i_{t,1}; \quad \frac{T_2}{T_0} = \frac{t_2}{t_0} = \frac{t'_2}{t'_0} = \dots = i_{t,2}; \dots$$

Fiecare raport conține elemente ale aceluiași sistem.

Asemănarea tuturor sistemelor similare între ele se caracterizează prin valoarea constantă a rapoartelor:

$$i_{l,1}, i_{l,2}, \dots; i_{c,1}, i_{c,2}, \dots; i_{t,1}, i_{t,2}, \dots$$

care se numesc *invarianți de similitudine* sau *criterii de similitudine*.

Dacă invarianții de similitudine sînt rapoarte între două mărimi de aceeași natură (ca cei de mai sus), ei se numesc *simplecși de similitudine*. Dacă sînt rapoarte între mai multe mărimi (așa cum se va vedea mai departe), invarianții de similitudine se numesc *multiplecși de similitudine*; grupurile Fr, Eu, Re, rezultate la pag. 45–46, sînt exemple de multiplecși de similitudine.

Invarianții sau criteriile de similitudine sînt grupuri adimensionale; valorile lor caracterizează sistemele similare; de exemplu, toți cilindrii care au raportul dintre înălțime și diametru egal cu doi ( $H/D=2$ ) sînt asemenea între ei din punct de vedere geometric.

### 1.5.2. Metode pentru deducerea criteriilor de similitudine

Sînt prezentate trei metode pentru deducerea criteriului de similitudine:

1.5.2.1. Cu ajutorul ecuațiilor care descriu fenomenul. Această metodă constă din împărțirea a cîte doi termeni din ecuația care exprimă o proprietate a sistemului, în legătură cu felul similitudinii cercetate.

*Exemplul 1.* Să se găsească criteriul de similitudine geometrică pentru cilindri.

O proprietate geometrică a cilindrului este aria totală

$$A = 2 \frac{\pi D^2}{4} + \pi DH$$

în care  $A$  este aria totală,  $D$  diametrul și  $H$  înălțimea cilindrului.

Din împărțirea termenului  $\pi DH$  cu termenul  $2\pi D^2/4$  și neținînd seamă de constante, rezultă invariantul de asemănare pentru cilindri asemenea

$$i = \frac{H}{D}$$

*Exemplul 2.* Să se găsească criteriile de similitudine geometrică pentru corpuri formate dintr-un cilindru prelungit cu un con la unul din capete.

Aria totală a unui astfel de corp este

$$A = \frac{\pi D^2}{4} + \pi DH + \frac{\pi D}{2} \sqrt{l^2 + \left(\frac{D}{2}\right)^2}$$

$l$  fiind înălțimea conului.

Prin împărțirea termenilor se obțin cele două criterii de similitudine

$$\frac{\pi DH}{\pi D^2/4} \rightarrow i_1 = \frac{H}{D}; \quad \frac{l^2}{(D/2)^2} \rightarrow i_2 = \frac{l}{D}$$

*Exemplul 3.* Se va rezolva, prin această metodă, exemplul de mai jos — de similitudine hidraulică — pe baza ecuației Navier-Stokes (v. cap. 8).

Această metodă se poate aplica numai cînd se cunoaște ecuația care descrie fenomenul cercetat.

1.5.2.2. Cu ajutorul ecuațiilor diferențiale. Pentru aplicarea acestei metode este necesar să se cunoască ecuațiile diferențiale care descriu fenomenul și condițiile la limită. Metoda are avantajul de a obține grupurile adimensionale (criteriile de similitudine) fără să fie necesară integrarea ecuațiilor diferențiale.

Metoda constă în aplicarea metodei precedente la ecuații diferențiale. Se reamintește că formula dimensională a derivatelor de diferite ordine este:

$$\left[ \frac{d^n y}{dx^n} \right] = \left[ \frac{y}{x^n} \right]$$

*Exemplu.* Să se deducă criteriile de similitudine (hidraulică) pentru curgerea (în regim staționar) a lichidelor necompresibile.

Curgerea fluidelor este descrisă de ecuațiile diferențiale Navier-Stokes (v. cap. 8). Pentru condițiile acestui exemplu, ecuația pentru direcția  $z$  (direcția forței gravitaționale) este:

$$w_z \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} = g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) = 0$$

în care:

- $x, y, z$  sînt coordonatele geometrice ale unui punct în masa lichidului, L;
- $w_x, w_y, w_z$  — vitezele lichidului după direcțiile axelor  $x, y, z$ ,  $LT^{-1}$ ;
- $g$  este accelerația gravitațională,  $LT^{-2}$ ;
- $p$  — presiunea,  $ML^{-1}T^{-2}$ ;
- $\nu$  — vîscozitatea cinematică  $= \eta/\rho$ ,  $L^2T^{-1}$ ;
- $\eta$  — vîscozitatea (dinamică),  $ML^{-1}T^{-1}$ ;
- $\rho$  — densitatea,  $ML^{-3}$ .

Pentru considerații de similitudine și socotind că există similitudine geometrică, ecuația precedentă poate fi scrisă în forma

$$w \frac{\partial w}{\partial l} = g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial l} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial l^2}$$

și înlocuind diferențialele cu mărimile respective, se obține:

$$\frac{w^2}{l} = g - \frac{p}{\rho l} + \nu \frac{w}{l^2}$$

pentru obținerea criteriilor de similitudine se procedează ca în metoda precedentă, împărțind între ei cîte doi termeni ai ecuației:

$$\frac{g}{w^2/l} = \frac{gl}{w^2} = Fr; \quad \frac{p/\rho l}{w^2/l} = \frac{p}{\rho w^2} = Eu; \quad \frac{\nu w/l^2}{w^2/l} = \frac{wl}{\nu} = Re$$

1.5.2.3. Cu ajutorul analizei dimensionale. Această metodă, în diferite variante, a fost arătată la pag. 44—51.

### 1.5.3. Ecuații criteriale

Ecuațiile în care variabilele (mărimile dimensionale) și constantele dimensionale au fost înlocuite cu criterii de similitudine (grupuri adimensionale) se numesc *ecuații criteriale*.

Considerațiile de analiză dimensională și de similitudine furnizează grupurile adimensionale dar nu dau indicații asupra formei ecuației:

$$f(Cr_1, Cr_2, \dots) = 0$$

în care  $Cr_1, Cr_2, \dots$  sînt criteriile de similitudine.

Pentru numeroase cazuri, nespecificate, și care, prin urmare, rămîn să fie verificate experimental atît ca formă a ecuației cît și ca domeniu de aplicare, Nussell a propus forma:

$$Cr_1^m \cdot Cr_2^n \dots = c \quad (1.19)$$

unde  $m, n, \dots$  sînt exponenți (întregi sau fracționari), iar  $c$  o constantă, care urmează să fie determinați pe cale experimentală.

În alte capitole, ecuații criteriale de forma (1.19) vor fi mult folosite pentru rezolvarea problemelor de inginerie chimică.

1.5.3.1. Avantajele și limitările folosirii criteriilor de similitudine. Criteriile de similitudine și ecuațiile criteriale aduc servicii importante ingineriei chimice:

a) ele oferă posibilitatea transpunerii de la o scară la alta prin simpla păstrare a valorii numerice a criteriilor de similitudine (v. și pag. 57);

b) prin înlocuirea celor  $m$  variabile și constante dimensionale din ecuațiile obișnuite prin  $(m-n)$  criterii de similitudine din ecuațiile criteriale, se micșorează (în general, cu  $n$ ) numărul variabilelor efective ale problemei.

Într-un exemplu care va fi arătat în cap. 18, vol. II, rezultă că transferul de căldură de la peretele unei conducte la fluidul care trece prin conductă este descris printr-o ecuație cu  $m=7$  variabile, dintre care șase variabile independente. Pentru a constata experimental influența fiecărei variabile, ar trebui să se mențină la fiecare experiment cinci variabile constante și să se varieze cealaltă, de exemplu prin patru valori (ceea ce este o investigație care nu excelează prin rigurozitate); numărul total de determinări experimentale ar fi în aceste condiții de  $4^6=4096$ . Dacă însă numărul variabilelor scade cu  $n=4$  (pentru procese termice) prin introducerea ecuațiilor criteriale, rămîn numai  $(m-n)=3$  criterii de similitudine dintre care două independente; în acest caz numărul determinărilor experimentale se reduce la  $4^2=16$ , fără ca prin aceasta să se micșoreze rigurozitatea acceptată în primul caz.

c) Un alt avantaj al criteriilor de similitudine este tocmai faptul că fiind adimensionale ele sînt independente de sistemul de unități de măsură în care se lucrează.

Pe de altă parte, folosirea criteriilor de similitudine și a ecuațiilor criteriale are următoarele îngărdiri:

a) Analiza dimensională și considerațiile de similitudine nu furnizează direct ecuația criterială care descrie fenomenul cercetat. Ele oferă numai

forma generală a funcției, în sensul că indică variabilele (ca grupuri adimensionale). Forma (1.19) propusă de Nussell reprezintă într-adevăr soluția căutată în multe probleme, dar își restrînge domeniul de valabilitate care rămîne să fie stabilit pe cale experimentală și în funcție de abaterea tolerată; în orice caz, valoarea exponenților ( $\mu, \nu, \dots$ ) și a constantei  $c$  din ecuația (1.19) se determină experimental.

b) Transpunerea de la altă scară a rezultatelor obținute pe un model experimental, prin păstrarea valorii criteriale de similitudine, nu este întotdeauna posibilă din cauza incompatibilității unor criterii, cînd se schimbă scara sistemului sau, exprimat în alte cuvinte, o similitudine totală nu este întotdeauna posibilă. În astfel de cazuri se examinează semnificația fizică a criteriilor pentru a aprecia importanța lor relativă pentru cazul studiat în vederea renunțării la unele dintre ele; în imposibilitatea unei similitudini totale se recurge la o similitudine parțială, păstrînd însă similitudinea legată de procesul esențial care interesează cazul cercetat.

Metodele analizei dimensionale și similitudinii nu trebuie considerate ca metode care se aplică mecanic, fără vreun raționament fizic; dimpotrivă, pentru tratarea problemelor de inginerie chimică cu ajutorul acestor metode, trebuie să se cunoască bine, din punct de vedere fizic și fizico-chimic, problemele cercetate și să se raționeze cu discernămint atît scopul propus cît și mijloacele disponibile.

## 1.6. Modele

Una din problemele importante ale ingineriei chimice este transpunerea rezultatelor obținute într-o instalație experimentală — numită *model* — la o altă scară (de obicei mai mare) pentru proiectarea unei instalații industriale — numită *prototip*. Transpunerea rațională model-prototip se face cu ajutorul teoriei similitudinii, numită și teoria modelelor, pe baza următoarelor teoreme generale:

*Teorema I:* dacă două fenomene fizice sînt similare între ele, criteriile respective de similitudine au aceeași valoare numerică;

*Teorema II:* ecuațiile care descriu fenomene fizice pot fi scrise în forma unor relații între criterii de similitudine;

*Teorema III* (teorema Kirpicev-Guhman): pentru ca două fenomene să fie similare, este necesar și suficient ca ele să fie calitativ identice<sup>1)</sup>, iar criteriile lor determinante<sup>2)</sup>, corespunzătoare să fie identice ca valoare numerică.

Exemplul următor ilustrează utilitatea teoriei modelelor:

*Exemplu.* Să se alcătuiască un model experimental pentru determinarea pierderii de presiune a unui lichid (de exemplu, motorină), care curge printr-o conductă industrială cu diametrul  $d$  și lungimea  $l$ , cînd viteza lichidului este  $w$ .

<sup>1)</sup> Se numesc *calitativ identice* fenomenele descrise prin relații matematice care coincid, cu excepția constantelor dimensionale conținute în ele.

<sup>2)</sup> Criteriile determinante conțin numai mărimile date (cunoscute) prin condițiile de univocitate; criteriile nedeterminante conțin mărimea căutată.

Analiza dimensională aplicată la acest caz furnizează două grupuri adimensionale (criterii de similitudine) care caracterizează curgerea cu frecare prin conducte (v. cap. 8); aceste criterii sînt:

$$\frac{wd}{\nu} = \text{Re} \quad \text{și} \quad \frac{\Delta p}{l} \cdot \frac{d}{w^2 \rho}$$

unde:

- $w$  este viteza lichidului în conductă;
- $d$  — diametrul conductei;
- $\nu$  — viscozitatea cinematică a lichidului;
- $\Delta p$  — pierderea de presiune a lichidului din cauza frecării;
- $l$  — lungimea conductei;
- $\rho$  — densitatea lichidului;
- $\text{Re}$  — numărul lui *Reynolds*.

Forma generală a funcției care descrie fenomenul studiat este deci (v. și teorema I a similitudinii):

$$f\left(\frac{\Delta p}{l} \cdot \frac{d}{w^2 \rho}, \text{Re}\right) = 0$$

sau

$$\frac{\Delta p}{l} \cdot \frac{d}{w^2 \rho} = \varphi(\text{Re}) \quad (1.20)$$

unde  $\varphi(\text{Re})$  reprezintă o funcție nedefinită a numărului *Reynolds*.

După a III-a teoremă a similitudinii (pag. 57), fenomenul din model trebuie să fie similar, adică descris prin aceeași relație între criteriile de similitudine; adoptînd indicele  $m$  pentru mărimile referitoare la model, relația (1.20) pentru model este:

$$\frac{(\Delta p)_m}{l_m} \cdot \frac{d_m}{w_m^2 \rho_m} = \varphi(\text{Re})_m$$

Deoarece după teoremele II și III ale similitudinii, criteriile de similitudine trebuie să aibă aceeași valoare numerică, urmează ca:

$$(\text{Re})_m = \text{Re}$$

adică

$$\frac{w_m d_m}{\nu_m} = \frac{wd}{\nu} \quad (1.21)$$

și

$$\frac{(\Delta p)_m}{l_m} \cdot \frac{d_m}{w_m^2 \rho_m} = \frac{\Delta p}{l} \cdot \frac{d}{w^2 \rho} \quad (1.22)$$

Dacă în instalația model se lucrează cu același lichid, adică dacă

$$\rho_m = \rho \quad \text{și} \quad \nu_m = \nu \quad (1.23)$$

rezultă din ecuația (1.23) condiția necesară pentru construcția și operarea instalației model:

$$w_m d_m = wd \quad (1.24)$$

unde  $w$  și  $d$  sînt mărimi impuse de instalația industrială.

Rezultă următoarele alternative: sau se alege diametrul și atunci rezultă obligatoriu viteza lichidului în conducta modelului, sau se fixează arbitrar viteza și se determină din ecuația (1.24) diametrul conductei modelului. Dacă condiția (1.24) este îndeplinită, rezultatul este dat de ecuația (1.22):

$$\Delta p = (\Delta p)_m \cdot \frac{l}{l_m} \cdot \frac{d_m}{d} \cdot \left(\frac{w}{w_m}\right)^3 \quad (1.25)$$

sau, împreună cu ecuația (1.21),

$$\left. \begin{aligned} \Delta p &= (\Delta p)_m \cdot \frac{l}{l_m} \cdot \left(\frac{w}{w_m}\right)^3 \\ \text{sau} \\ \Delta p &= (\Delta p)_m \cdot \frac{l}{l_m} \cdot \left(\frac{d_m}{d}\right)^3 \end{aligned} \right\} \quad (1.26)$$

în care valorile mărimilor implicate sînt date în enunțul problemei ( $d, l, w$ ) sau se măsoară în instalația model ( $\Delta p_m, d_m, l_m, w_m$ ).

De multe ori este mai comod să se experimenteze în instalația model cu alte substanțe decît cele din prototip. Aceasta revine la înlocuirea ecuațiilor (1.23)–(1.25) cu ecuațiile:

$$\rho_m \neq \rho \quad \text{și} \quad \nu_m \neq \nu$$

$$\frac{w_m d_m}{\nu_m} = \frac{wd}{\nu}$$

$$\Delta p = (\Delta p)_m \cdot \frac{l}{l_m} \cdot \frac{d_m}{d} \cdot \left(\frac{w}{w_m}\right)^2 \cdot \frac{\rho}{\rho_m}$$

## BIBLIOGRAFIE

1. Baluner, M. L. și Pozin, M. E. Metode matematice în tehnica chimică (trad. din l. rusă), București, Editura Tehnică, 1956.
2. Bratu, E. A. Similitudine. In: Revista de chimie, 12, nr. 4, 1961, p. 195.
3. Budeanu, C. I. Sistemul practic general de mărimi și unități. București, Editura Tehnică, 1956.
4. Catchpole, J. P. and Fulford, G. In: Ind. Eng. Chem. 58, nr. 3, 1966, p. 46 and 60, nr. 3. 1968, p. 71.
5. Grassmann, P. Physikalische Grundlagen der Chemie-Ingenieur-Technik, Vol. I, Frankfurt/M., Sauerländer, 1961.
6. Grigorovici, R. și Oncescu, M. Mărimi și unități în fizică, Vol. II, București, Editura Tehnică, 1958.
7. Kasatkin, A. G. Procese și aparate principale în tehnologia chimică (trad. din l. rusă). București, Editura Tehnică, 1963.
8. Kallanek, S., Gröger, R. und Bode, C. Ähnlichkeitstheorie (2. Lehrbuch). Magdeburg, Technische Hochschule. Otto von Guericke, 1962–1963.
9. Manea, C. Unități de măsură. București, Editura Militară, 1965.
10. Oncescu, M. Mărimi și unități în fizică, Vol. I. București, Editura Tehnică, 1955.
11. Roger, G. E. Modelarea și simularea în ingineria chimică (trad. G. Suciuc). București, Editura Tehnică, 1979.
12. Suciuc, G. Elemente de inginerie chimică, Vol. I. Cluj. Cartea Românească, 1946.
13. Vastescu, A. A. Analiza dimensională și teoria similitudinii. București, Editura Academiei R.S.R., 1969.
14. \* \* \* Mărimi geometrice și mecanice. Biblioteca Standardizării, Seria tehnică B., nr. 5. București, Editura Tehnică, 1957.
15. \* \* \* Sistemul internațional de unități (SI). București, Editura Tehnică, 1965.
16. \* \* \* Sistemul Internațional de unități SI. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1982.

## Bilanțul de materiale

Pentru proiectarea și exploatarea instalațiilor chimice, proiectantul și inginerul trebuie să cunoască, calitativ și cantitativ, materialele care circulă — prin fiecare punct și în fiecare moment — prin instalație.

### 2.1. Regimuri de funcționare

Instalația funcționează în *regim continuu* când este alimentată continuu și uniform (debit constant) cu materii prime și cu utilități (abur, apă, energie etc.) și se evacuează neîntrerupt și uniform produsele. De exemplu, un amestecător, în care se dizolvă o pulbere pentru a obține o soluție, funcționează în regim continuu dacă se introduc în debite constante pulberea și solventul și se evacuează continuu soluția. În regim continuu de funcționare, procesul este staționar, în sensul că în fiecare punct al instalației parametrii fizici (temperatura, presiunea etc.), chimici (speciile chimice, concentrația etc.) și de funcționare (viteze, debite etc.) se mențin constanți; bine înțeles, unii dintre acești parametri variază de-a lungul instalației, pentru realizarea procesului dorit. Într-un proces continuu, nu există *acumulări* nici de materiale nici de energie (căldură).

Principalii parametri care caracterizează un proces continuu sînt: *debitele* (constante) de alimentare și de evacuare, *durata de prelucrare*, adică intervalul de timp în care materialul trece prin instalație, și *zestrea sau refinerea*, reprezentînd cantitatea de material care se află în instalație.

Instalația este considerată că funcționează în regim continuu și atunci cînd alimentarea este intermitentă sau periodică (de exemplu, alimentarea unui focar cu lopata sau alimentarea unui cuptor de var cu vagonete de calcar și cocs).

Procesele industriale cu regim continuu de funcționare au numeroase și importante avantaje:

- posibilitate de automatizare mai ușoară și mai completă, din care rezultă manoperă mai redusă și o mai mare productivitate a muncii;
- produse de calitate superioară și uniformă;
- investiții mai mici la producții mai mari.

Aceste avantaje fac ca toate marile instalații ale industriei chimice moderne să funcționeze în regim continuu, cu supraveghere și dirijare electronică centralizată la mari tablouri de comandă.

La punerea în producție a unei instalații cu funcționare în regim continuu, există un interval de timp în care condițiile din instalație variază de la repaus la condițiile de regim. Acest regim se numește *regim tranzitoriu*. Tot regim

tranzitoriu este și atunci cînd instalația trece de la un regim staționar la alt regim staționar (impus de schimbarea proprietăților materiilor prime, de schimbarea voită a proprietăților produselor, de creșterea ori reducerea producției) sau cînd unii dintre parametrii de funcționare au variat întîmplător (condiții atmosferice variabile, supraveghere defectuoasă ori abateri la unitățile care furnizează materiile prime, energie, abur, apă etc.); în aceste cazuri, readucerea instalației la regimul prescris se face tot în regim tranzitoriu.

Pentru producții mai mici sau mai variate (medicamente coloranți, reactivi) sînt avantajoase instalațiile care funcționează în *regim discontinuu*: instalația se încarcă cu o șarjă de materie primă, șarja este prelucrată pînă la obținerea produsului care este apoi descărcat; urmează încărcarea instalației cu o nouă șarjă.

Un exemplu de proces discontinuu este separarea unei suspensii într-o centrifugă discontinuă; procesul are următoarele faze: încărcarea, ~~pozarea~~, centrifugarea propriu-zisă, spălarea precipitatului, evacuarea precipitatului; dintre cele șase faze numai a treia este productivă, celelalte sînt faze auxiliare dar necesare.

Parametrii caracteristici ai unui proces discontinuu sînt: *mărimea șarjei*, *durata prelucrării unei șarje* (inclusiv încărcarea și descărcarea), *cantitatea de produs obținut într-o șarjă*.

Cînd este posibil, se folosesc mai multe utilaje (identice sau diferite) pentru realizarea succesivă a fazelor prelucrării: materia primă, după o primă fază de prelucrare în primul utilaj, este trecută într-al doilea unde prelucrarea continuă, în timp ce primul utilaj este încărcat cu șarja următoare ș.a.m.d. Acest mod de funcționare poate fi considerat ca *intermediar* între regimul discontinuu și cel continuu.

*Regimul mixt* de funcționare îndeplinește unele condiții ale regimului continuu și alte condiții ale regimului discontinuu. De exemplu, un decantor este alimentat continuu și uniform cu suspensie și decantatul este evacuat de asemenea continuu; sedimentul este însă evacuat discontinuu, după ce s-a acumulat o cantitate mai mare.

Unele utilaje ale industriei chimice pot fi considerate că funcționează în *regim pseudocontinuu*. Ele sînt formate din mai multe elemente identice din punct de vedere constructiv, care sînt aduse succesiv în toate fazele intermediare ale procesului tehnologic: fiecare element funcționează în regim discontinuu însă întregul utilaj îndeplinește condițiile regimului continuu de funcționare. Există două variante de astfel de utilaje:

— *Utilaje cu elemente mobile (rotative)*, formate din unități identice care se rotesc astfel încît să fie aduse succesiv în condițiile corespunzătoare fazelor care constituie procesul tehnologic. Exemplu: filtrul celular rotativ (cap. 15.4.5), alcătuit din 8—20 celule identice (fiecare de construcția și cu rolul unui filtru discontinuu), formînd un tambur care, prin rotire și cu ajutorul unui dispozitiv de comutare, aduce celulele în funcțiile corespunzătoare următoarelor faze componente ale procesului: filtrarea, spălarea precipitatului, eliminarea apei de spălare din precipitat, desprinderea precipitatului, destuparea porilor pinzei de filtrare; una sau mai multe celule se găsesc în fiecare fază, după raportul dintre duratele fazelor într-un ciclu tehnologic.

— *Utilaje cu elemente fixe*, formate din unități identice care, prin comutare din exterior, pot fi aduse în condițiile tehnologice ale fazelor interme-

diare. Exemplu: cuptorul *Hoffmann* pentru arderea cărămidilor, alcătuit din camere identice care, cu ajutorul unor ventile, pot fi puse în legătură cu canalele de aer, de gaz combustibil, de gaze de ardere, încît să se realizeze fazele procesului tehnologic: încărcare, încălzire, ardere, răcire, descărcare.

## 2.2. Circulația materialelor

Cunoașterea cantităților și debitelor de materiale, cu toate schimbările chimice și fizice care intervin de-a lungul întregii instalații, este esențială pentru proiectarea, analiza economică și exploatarea instalațiilor chimice.

O reprezentare sintetică clară a circulației materialelor este *graficul circulației materialelor*. În fig. 2.1 este dat, ca exemplu, graficul circulației materialelor pentru hidrogenarea cărbunilor după procedeul *Bergius*.

După acest procedeu, praful de cărbune se amestecă cu 30–40% ulei mediu sau greu și cu 5% oxid de fier (catalizator); pasta rezultată este încălzită în autoclavă (450–470°C și 200–10<sup>3</sup> Pa) în care se introduce și 5% hidrogen. Se obține: amoniac, apă, gaze combustibile, benzină, uleiuri (dintre care o parte servesc pentru formarea pastei) și reziduu solid. O parte din oxidul de carbon și din metanul rezultat trece într-un reactor de conversie unde, sub acțiunea unui exces de vapori de apă, se obține bioxid de carbon și hidrogenul necesar hidrogenării cărbunelui în autoclavă.

Graficul circulației materialelor se alcătuiește luînd ca bază de calcul cantitatea sau debitul unui material principal. Cantitatea de bază este o tonă, 100 kg sau producția orară, zilnică ori anuală. Uneori diferitele materiale sînt reprezentate prin benzi de hașuri sau culori diferite.

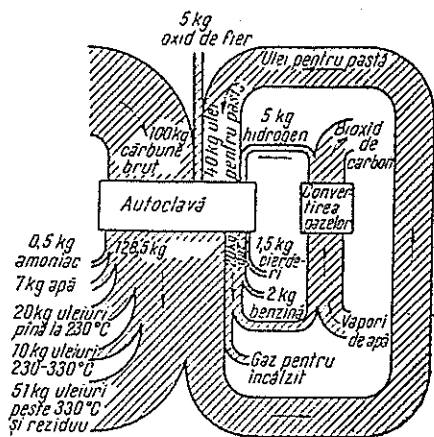


Fig. 2.1. Graficul circulației materialelor pentru hidrogenarea cărbunilor (Bergius).

### 2.3. Bilanțul de materiale

Pentru proiectarea și exploatarea instalațiilor chimice, proiectantul și tehnologul trebuie să cunoască — calitativ și cantitativ — materialele care circulă prin fiecare punct al instalației și în fiecare moment al funcționării

ei. Materialele sînt definite prin speciile chimice, compoziția și concentrațiile soluțiilor și amestecurilor, starea de agregare, cantitățile sau debitele în punctele, secțiunile sau zonele care interesează.

Problemele referitoare la circulația materialelor prin instalație sînt rezolvate cu ajutorul următoarelor date:

— *date inițiale* (primare) referitoare la: debitul sau capacitatea instala-

ției, proprietățile materiei prime, proprietățile produsului, caracteristici tehnologice specifice ale instalației;

— *schema tehnologică a instalației și eventualele ei variante posibile;*

— date stoichiometrice și cinetice ale reacțiilor chimice care se petrec în instalație;

— date asupra echilibrelor chimice și de fază ale sistemelor de substanțe din instalație.

Cu aceste date se alcătuiesc sisteme de ecuații de bilanțuri de materiale. Fiecare ecuație de bilanț este expresia principiului conservării materiei, în forma:

$$\text{Materiale intrate} + \text{Materiale existente} = \text{Materiale iesite} + \text{Materiale rămase} \quad (2.1)$$

Toți termenii ecuației reprezintă cantități sau debite, exprimate prin masa lor sau — la procesele continue — prin debite de masă.

Diferența:

$$A = \text{Materiale intrate} - \text{Materiale ieșite} = \text{Materiale rămase} - \text{Materiale existente} \quad (2.2)$$

se numește *acumulare*. În procesele continue, acumularea este nulă și bilanțul de materiale se reduce la:

$$\text{Materiale}_{\text{intrate}} = \text{Materiale}_{\text{icsite}} \quad (2.3)$$

Pentru întocmirea unui bilanț de materiale trebuie să se precizeze:

— *incinta* sau *zona* (din instalație) la care se referă bilanțul;

— timpul în raport cu începutul prelucrării unei șarje (numai la procesele discontinue).

— materialele sau substanțele care interesează,

— *durata* (intervalul de timp) pentru care se întocmește bilanțul: la procesele continue bilanțul se alcătuiește pentru unitatea de timp (oră, zi, an); la procesele discontinue, cantitățile de substanțe se raportează la o șarjă și sînt apoi recalculate la tona de materie primă sau la altă cantitate convenabilă; la procese în regim tranzitoriu ecuațiile de bilanț sînt diferențiale.

Se deosebesc:

— bilanțul general (total sau global) de materiale, pentru întreaga instalație și toate materialele prezente și

— bilanțuri parțiale de materiale, într-o triplă varietate:

1) bilanțuri parțiale de materiale pentru întreaga instalație dar numai un singur material;

2) bilanțuri parțiale pentru toate materialele dar numai pentru o parte din instalație, un aparat, o anumită zonă (bine definită) a unui aparat (chiar un element diferențial de volum);

3) bilanțuri parțiale pentru un singur material și numai o parte din instalație, un aparat sau o zonă dintr-un aparat.

Materialele considerate în aceste bilanțuri pot fi materiale de compoziție nedefinită (ex. steril, reziduu, cenușă) sau specii chimice definite (substanțe, radicali, elemente chimice).

**Exemplu.** O instalație, cu funcționare discontinuă, pentru distilarea huilei (fig. 2.2) este formată dintr-un cuptor în care, prin arderea lignitului în focar, se încălzește huila dintr-o retortă; se obține cocs care rămâne în retortă, vapori de apă și de gudron și gaze combustibile; o parte din vaporii de apă și de gudron este condensată într-un barilet, iar restul într-un condensator răcit cu apă; gazele de ardere din focar sînt conduse la coș.

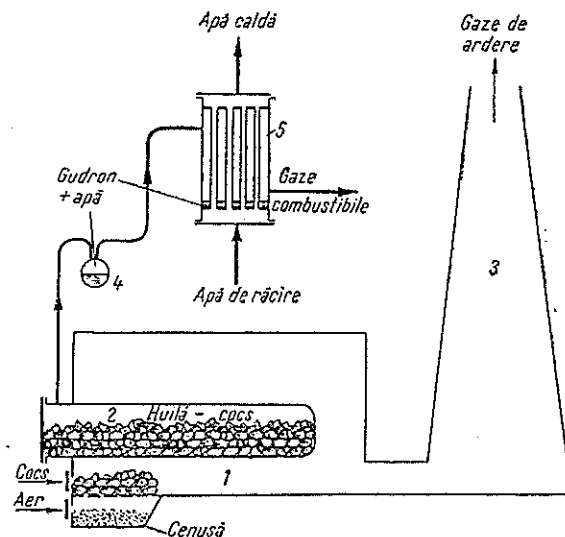


Fig. 2.2. Schema unei instalații pentru distilarea huilei:  
1 — cuptor; 2 — retortă de distilare; 3 coș; 4 — barilet;  
5 — condensator.

Pentru întocmirea bilanțurilor de materiale (general și parțial) este necesar să se cunoască sau să se determine cantitativ materialele indicate în tabelul 2.1, raportate la o șarjă de huilă încălcată în retortă

Introducerea acestor date în ecuațiile de bilanț permite să se verifice exactitatea lor. Dar cea mai însemnată utilitate a bilanțurilor de materiale este faptul că ele reprezintă tot atâtea relații cantitative (matematice) între factori importanți ai procesului tehnologic; de exemplu, cu ajutorul ecuațiilor de bilanț pot fi obținute informații precise asupra circulației materialelor pentru care determinările directe (cântărire, măsurare sau alte metode experimentale) lipsesc sau prezintă inconveniente (nu sînt disponibile în momentul proiectării).

Întocmirea bilanțurilor de materiale nu este totdeauna o operație ușoară, Dificultățile provin din necunoașterea explicită a unor termeni ai ecuațiilor de bilanț, termeni care apar sub formă diferențială sau ca necunoscute într-un sistem, adesea complicat, de ecuații.

Numeroase exemple vor fi tratate în alte capitole; în acest capitol sînt prezentate cîteva exemple tipice.

Tabelul 2.1

### Bilanțuri de materiale

| Materiale intrate                                                                   | Materiale existente                                                                    | Materiale ieșite                                                                                                    | Materiale rămase                                                                                                                                          |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Bilanț general de materiale</b>                                                  |                                                                                        |                                                                                                                     |                                                                                                                                                           |
| Cocs în focar.<br>Aer pentru combustie<br>Apă rece (pentru condensarea gudroanelor) | Huila din retortă                                                                      | Gaze de ardere din focar<br>Apă (caldă) de răcire (de la condensarea gudroanelor)<br>Gaze combustibile de distilare | Cocs în retortă<br>Gudron în barilet<br>Gudron în condensator<br>Cenușă în focar                                                                          |
| <b>Bilanț (parțial) al carbonului în întreaga instalație</b>                        |                                                                                        |                                                                                                                     |                                                                                                                                                           |
| Carbon în lignitul introdus în focar                                                | Carbon de huilă din retortă                                                            | Carbon (ca CO și CO <sub>2</sub> ) în gazele de ardere                                                              | Carbon în cocsul rămas în retortă<br>Carbon (combinat) în gudronul din barilet<br>Carbon (combinat) în gudronul din condensator<br>Carbon neurs în cenușă |
| <b>Bilanț (parțial) al materialelor din retortă</b>                                 |                                                                                        |                                                                                                                     |                                                                                                                                                           |
| —                                                                                   | Huilă                                                                                  | Gaze de distilare (gaze combustibile, vapori de apă)                                                                | Cocs                                                                                                                                                      |
| <b>Bilanț (parțial) al cărbunelui din retortă</b>                                   |                                                                                        |                                                                                                                     |                                                                                                                                                           |
| Carbon în huilă din retortă                                                         | Carbon în gazele de distilare (ca CO, CO <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> ... și gudron) | Carbon în cocsul rămas în retortă                                                                                   |                                                                                                                                                           |

### 2.3.1. Bilanț de materiale în regim staționar

Într-un recipient  $R$ , intră un fluid  $A$  și iese un fluid  $E$ , în regim staționar (continuu) de funcționare.

Bilanțul de materiale este dat de ecuația:

$$w_a \rho_a S_a = w_e \rho_e S_e \quad (2.4)$$

care exprimă egalitatea debitelor celor două fluide.

Dacă în recipient intră și ies mai multe fluide, ecuația de bilanț devine:

$$\sum_a w_a \rho_a S_a = \sum_e w_e \rho_e S_e \quad (2.5)$$



Pentru conducte circulare ( $S=\pi D^2/4$ ) ecuația de bilanț este:

$$\sum_a w_a \rho_a D_a^2 = \sum_e w_e \rho_e D_e^2 \quad (2.6)$$

Pentru un component  $k$  al fluidelor, ecuația de bilanț (parțial) este:

$$\sum_a w_a \rho_a C_{k,a} S_a = \sum_e w_e \rho_e C_{k,e} S_e \quad (2.7)$$

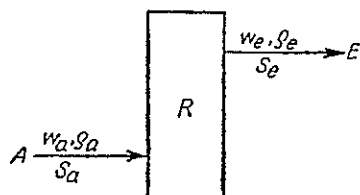


Fig. 2.3. Schema unui reactor cu funcționare în regim staționar.

În aceste ecuații,

$w$  este viteza fluidului, măsurată perpendicular pe secțiunea conductei, m/s;

$\rho$  — densitatea fluidului, kg/m<sup>3</sup>;

$S$  — aria secțiunii conductei, m<sup>2</sup>;

$D$  — diametrul (interior) al conductei, m;

$C_k$  — concentrația (ca fracție de masă) a componentului  $k$ , adimensional;

— indicii  $a$  și  $e$  se referă la fluidele care intră (alimentare) și, respectiv, care ies (evacuare) din recipient;

— sumele  $\sum_a$  și  $\sum_e$  cuprind toate fluidele de alimentare și, respectiv, evacuate.

Produsul ( $w\rho$ ), cu unitățile kg/(m<sup>2</sup>·s), se numește *viteză de masă* sau *flux*.

Dacă amestecarea, în recipientul  $R$ , poate fi considerată perfectă, atunci  $\rho_e$  și  $C_{k,e}$  au aceleași valori în toate conductele de evacuare ale recipientului.

### 2.3.2 Bilanț de materiale în regim nestaționar

Regimul nestaționar implică variația în timp a parametrilor procesului (sau a unora dintre ei) inclusiv variația acumulării. De aceea ecuația bilanțului de materiale se scrie pentru un interval infinitesimal de timp  $d\tau$ .

Pentru instalația precedentă, în care un recipient este alimentat și evacuat, cu debite constante, simultan prin mai multe conducte, bilanțul de materiale, în regim nestaționar, este exprimat prin ecuația:

$$\sum_a w_a \rho_a S_a d\tau + M = \sum_e w_e \rho_e S_e d\tau + \left( M + \frac{\partial M}{\partial \tau} d\tau \right) \quad (2.8)$$

Primul și al treilea termen ai ecuației sînt sumele maselor de fluid (debitele  $w\rho S$  înmulțite cu durată  $d\tau$ ) alimentate și, respectiv, evacuate, în intervalul de timp  $d\tau$ ; al doilea termen  $M$  este acumularea (sau zestrea) existentă în recipient pînă în momentul  $\tau$ , iar ultimul termen  $\left( M + \frac{\partial M}{\partial \tau} d\tau \right)$  este acu-

mulara la momentul  $(\tau + d\tau)$ , egală cu  $M$ , la care se adaugă viteza de acumulare  $\partial M / \partial \tau$ , înmulțită cu durată  $d\tau$ .

Ecuația se simplifică la:

$$\sum_a w_a \rho_a S_a = \sum_e w_e \rho_e S_e + \frac{\partial M}{\partial \tau} \quad (2.9)$$

Dacă debitele nu sînt constante, vitezele  $w_a$  și  $w_e$  se înlocuiesc cu forma variabilă  $w=f(\tau)$ , de exemplu  $w=w_i+a_i\tau$ , în care  $w_i$  este viteza la  $\tau=0$ , iar  $a_i$  este un coeficient;  $w_i$  și  $a_i$  sînt specifici fiecărei conducte cu debit variabil.

Pentru bilanțul (parțial) de materiale al unui component  $k$ , ecuația (2.9) devine:

$$\sum_a w_a \rho_a S_a C_{k,a} = \sum_e w_e \rho_e S_e C_{k,e} + \frac{\partial (C_{k,e} M)}{\partial \tau} \quad (2.10)$$

și pentru că

$$\frac{\partial (C_{k,e} M)}{\partial \tau} = C_{k,e} \frac{\partial M}{\partial \tau} + M \frac{\partial C_{k,e}}{\partial \tau} \quad (2.11)$$

rezultă

$$\sum_a w_a \rho_a S_a C_{k,a} = \sum_e w_e \rho_e S_e C_{k,e} + C_{k,e} \frac{dM}{d\tau} + M \frac{dC_{k,e}}{d\tau} \quad (2.12)$$

$C_{k,a}$  este fracția de masă a componentului  $k$  în conductele de alimentare (care poate fi diferită în fiecare conductă).  $C_{k,e}$  este fracția de masă, cu aceeași valoare, în toate conductele de evacuare și acumulare, egală cu media  $\sum_a w_a \rho_a S_a C_{k,a} / \sum_e w_e \rho_e S_e$ .

*Exemplu.* Într-un gazometru, inițial plin cu aer, se introduce azot cu debit de 100 m<sup>3</sup>/h; din gazometru se evacuează continuu 120 m<sup>3</sup>/h gaz. Să se calculeze compoziția gazului evacuat din gazometru după 4 și după 15 ore de la începerea operației. Presiunea în gazometru se menține constantă. Se presupune amestecare perfectă și instantanee a gazelor în gazometru. Se neglijează diferența de densitate dintre azot și aer.

Cu aceste convenții se poate lucra cu volume în locul maselor.

Adoptînd următoarele notații:

$M$  — acumularea, m<sup>3</sup>;

$M_0=1\,000$  m<sup>3</sup> — acumularea în momentul inițial;

$\tau$  — timpul, h;

$C_{N,a}=1$  — fracțiunea de volum a azotului în alimentare;

$C_{N,e}$  — fracțiunea de volum a azotului în gazometru și în gazul evacuat; =0,79 pentru aer;

se obține:

— pentru bilanțul total al gazului

$$100\tau = 120\tau + \rho \frac{dM}{d\tau}$$

din care, după integrare, rezultă:

$$M = -20\tau + M_0 = 1\,000 - 20\tau$$

— pentru bilanțul parțial al azotului

$$100C_{N,a} = 120C_{N,e} + C_{N,e} \frac{dM}{d\tau} + M \frac{dC_{N,e}}{d\tau}$$

$$100 = 100C_{N,e} + (1\,000 - 20\tau) \frac{dC_{N,e}}{d\tau}$$

separând variabilele,

$$\frac{dC_{N,e}}{100(1-C_{N,e})} = \frac{d\tau}{1000-20\tau}$$

și integrând între limitele  $\tau=0$  și  $\tau=\tau$ , cind  $C_{N,e}=0,79$  și, respectiv,  $C_{N,e}$ , adică:

$$\frac{1}{100} \int_{0,79}^{C_{N,e}} \frac{dC_{N,e}}{C_{N,e}-1} = \frac{1}{20} \int_0^{\tau} \frac{d\tau}{\tau-50}$$

$$\lg \frac{C_{N,e}-1}{0,79-1} = 5 \lg \frac{50-\tau}{50}$$

$$\lg \frac{C_{N,e}-1}{0,79-1} = \lg \left( \frac{50-\tau}{50} \right)^5$$

$$\frac{C_{N,e}-1}{0,79-1} = \left( \frac{50-\tau}{50} \right)^5$$

$$C_{N,e} = 1 - 0,21 \left( \frac{50-\tau}{50} \right)^5$$

$$\text{Pentru } \tau=4 \text{ h: } C_{N,e} = 1 - 0,21 (0,92)^5 = 0,86 \quad (2.13)$$

$$\text{Pentru } \tau=15 \text{ h: } C_{N,e} = 1 - 0,21 (0,70)^5 = 0,96 \quad (2.14)$$

În timpul operației,  $C_{N,e}$  crește asimptotic către  $C_{N,e}=1$  (azot pur).

### 2.3.3. Bilanț de materiale în regim nestaționar, cu reacție chimică

Pentru bilanțul unui component  $k$  format (sau consumat) într-o reacție chimică, în ecuația (2.12) se introduce termenul  $dR_k/d\tau$  care exprimă viteza de formare, prin reacție a componentului  $k$ .

$$\sum_a w_a \rho_a S_a C_{k,a} + \frac{dR_k}{d\tau} = \sum_e w_e \rho_e S_e C_{k,e} + C_{k,e} \frac{dM}{d\tau} + M \frac{dC_{k,e}}{d\tau} \quad (2.15)$$

Pentru termenul  $dR_k/d\tau$  se consideră semnul plus cind componentul  $k$  se formează (ca produs) în reacție și semnul minus cind componentul  $k$  este consumat (ca reactant).

Considerînd semnul plus pentru formare și semnul minus pentru consum, conservarea materiei impune:

$$\sum_k \frac{dR_k}{d\tau} = 0 \quad (2.16)$$

cind însumarea se face pentru toți componenții care intervin în reacție (reactanți și produse).

### 2.3.4. Bilanț de materiale pentru starea finală a unui regim tranzitoriu (exemplu)

O instalație de condensare funcționează după schema din figura 2.4: apa caldă care iese dintr-un condensator este răcită într-un turn de răcire și reintră apoi în condensator; în turnul de răcire se pierde prin evaporare 12% din apa care intră în turn; pentru

a evita creșterea peste o limită admisă ( $c_e=5 \text{ kg/m}^3$ ) a concentrației sărurilor solubile în apă, se introduce în circuit apă proaspătă (cu reziduul fix de  $c_i=0,5 \text{ kg/m}^3$ ) și se evacuează debitul  $Q_e$  de apă din circuit. Debitul apei de răcire în condensator este  $Q_c=20 \text{ m}^3/\text{h}$ . Se cere să se calculeze: 1) debitul  $Q_i$  al apei proaspete de înlocuire și 2) debitul  $Q_e$  al apei evacuate. Deoarece concentrațiile apei în instalație sînt relativ mici, se pot aproxima, în bilanțul de materiale, debitele de masă ale apei cu debitele de volum.

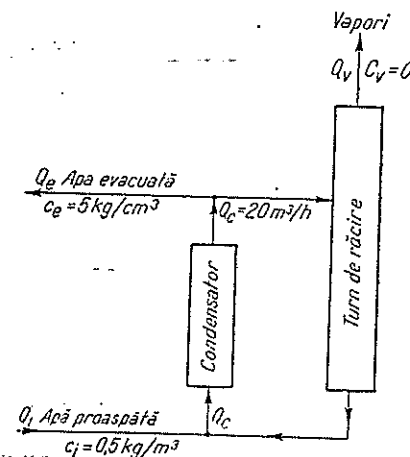


Fig. 2.4. Schema instalației de condensare cu recircularea apei de răcire.

În momentul pornirii instalației, concentrația apei în tot circuitul este egală cu concentrația  $c_i$  a apei proaspete; concentrația variază apoi treptat pînă la concentrația de regim  $c_e$ , egală — la limită — cu concentrația maximă admisă  $c_e$ :

$$c_i < c < c_e = c_e \quad (2.17)$$

unde  $c$  este concentrația variabilă pe durată regimului tranzitoriu.

Într-un bilanț al apei (neglijînd conținutul de săruri)

$$Q_i = Q_e + Q_c \quad (2.18)$$

unde  $Q_e$  este debitul de evaporare, egal cu

$$Q_e = \frac{12}{100} (Q_c - Q_i) \quad (2.19)$$

și un bilanț al sărurilor

$$c_i Q_i = c_e Q_e \quad (2.20)$$

se obțin, înlocuind cu datele cunoscute, ecuațiile

$$Q_i = Q_e + 0,12(20 - Q_e) = 0,88Q_e + 2,40 \quad (2.21)$$

$$0,5Q_i = 5Q_e \quad (2.22)$$

din care rezultă:

$$\text{— debitul apei proaspete } Q_i = 2,63 \text{ m}^3/\text{h} \quad (2.23)$$

$$\text{— debitul apei evacuate } Q_e = 0,26 \text{ m}^3/\text{h} \quad (2.24)$$

### 2.3.5. Bilanț diferențial de materiale al unui fluid în mișcare

Din fluidul în mișcare, se consideră un volum infinitesimal,  $dV$ , de formă paralelipipedică, cu laturile de lungime  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$ , paralele cu axele unui sistem de coordonate  $O, x, y, z$ . Densitatea  $\rho$  și viteza lichidului variază în spațiu și timp;  $w_x, w_y, w_z$  sînt componentele vitezei fluidului, paralele cu axele de coordonate.

Prin fața din stînga a paralelipedului, de arie  $dy \, dz$ , intră, în intervalul de timp  $d\tau$ , masa de fluid

$$(w_x \rho) dy \, dz \, d\tau,$$

iar prin fața opusă (din dreapta), de aceeași arie, iese masa de fluid

$$\left[ (w_x \rho) + \frac{\partial(w_x \rho)}{\partial x} dx \right] dy \, dz \, d\tau$$

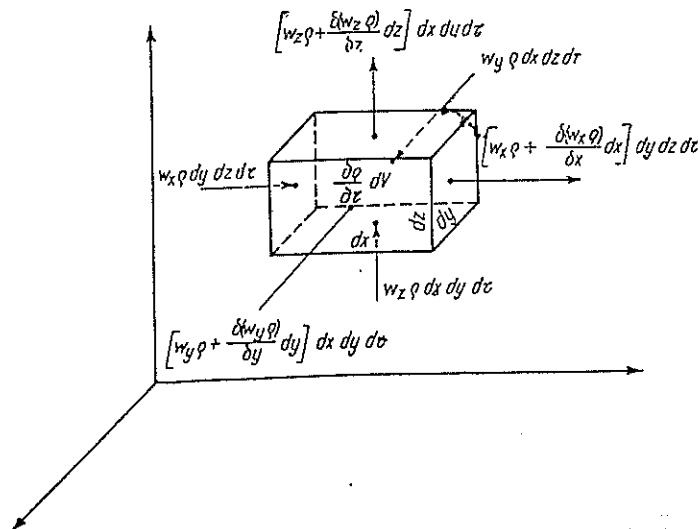


Fig. 2.5. Paralelipipedul elementar pentru deducerea bilanțului diferențial de materiale.

rezultată din variația vitezei și a densității (deci a expresiei  $w_x \rho$ , numită *viteza masei* sau *viteza de masă*) în trecerea fluidului prin paralelipipedul elementar, de la fața din stînga la fața din dreapta.

Diferența dintre masele de fluid intrată și ieșită, egală cu

$$-\frac{\partial(w_x \rho)}{\partial x} dx \, dy \, dz \, d\tau = -\frac{\partial(w_x \rho)}{\partial x} dV \, d\tau \quad (2.25)$$

rămîne în incinta paralelipipedului. În ecuația (2.25)  $dV$  este volumul paralelipipedului,  $dV = dx \, dy \, dz$ .

Procedînd în mod analog și cu celelalte două perechi de fețe ale paralelipipedului și adunînd masele de fluid rămase în paralelipiped, rezultă creșterea  $dM$  a acumulării în intervalul de timp  $d\tau$ :

$$dM = \frac{\partial(w_x \rho)}{\partial x} dV \, d\tau + \frac{\partial(w_y \rho)}{\partial y} dV \, d\tau + \frac{\partial(w_z \rho)}{\partial z} dV \, d\tau.$$

Creșterea acumulării se mai poate calcula și prin produsul între viteza de creștere a densității  $\frac{\partial \rho}{\partial \tau}$ , durata de acumulare  $d\tau$  și volumul  $dV$ :

$$dM = \frac{\partial \rho}{\partial \tau} d\tau \, dV = -\frac{\partial(w_x \rho)}{\partial x} dV \, d\tau - \frac{\partial(w_y \rho)}{\partial y} dV \, d\tau - \frac{\partial(w_z \rho)}{\partial z} dV \, d\tau$$

După simplificări,

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(w_x \rho)}{\partial x} + \frac{\partial(w_y \rho)}{\partial y} + \frac{\partial(w_z \rho)}{\partial z} = 0 \quad (2.26)$$

Aceasta este forma generală a bilanțului de materiale al unui fluid în curgere, cunoscută și ca *ecuație de continuitate* (în regim nestaționar).

Pentru regimul staționar,  $\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0$ , însemnînd că masa fluidului nu variază în timpul trecerii prin paralelipiped

$$\frac{\partial(w_x \rho)}{\partial x} + \frac{\partial(w_y \rho)}{\partial y} + \frac{\partial(w_z \rho)}{\partial z} = 0 \quad (2.27)$$

Dezvoltînd ecuația (2.29) după regula:  $d(xy) = x \, dy + y \, dx$ , se obține

$$\rho \left( \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) + w_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + w_z \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \quad (2.28)$$

care, pentru lichide (fluide necompresibile, cu  $\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0$ ), devine

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0 \quad (2.29)$$

care este *ecuația de continuitate a fluidelor necompresibile*, în regim staționar.

### 2.3.6. Bilanțuri de materiale pe scheme tehnologice

În cursul dezvoltării unui proces tehnologic este necesar să se cunoască circulația materialelor folosind schema tehnologică (uneori încă nedefinitivă). Scopul final este fixarea schemei optime. Se recurge la bilanțuri de materiale pentru fiecare element (stadiu) al schemei și rezolvarea sistemelor de ecuații, astfel obținute, prin metode algebrice sau iterative.

După conveniența problemei tratate, noțiunea de „stadiu” înseamnă: o porțiune bine delimitată dintr-un aparat, un aparat, o parte dintr-o instalație, o instalație sau chiar o fabrică (dintr-un combinat).

În *schemele tehnologice simple*, cînd fluxurile de materiale sînt în sensul prelucrării materiei prime: în fiecare stadiu fluxurile de ieșire (necunoscute) depind de cele de intrare (în general, cunoscute), rezolvarea sistemului de ecuații se face fără dificultăți.

În *schemele tehnologice complexe* însă, cînd pe lângă fluxurile simple există și refluxuri (de la același stadiu) sau recicluri (de la alte stadii), dependența ieșirilor este mai complicată și calculul prezintă dificultăți [1]<sup>1)</sup>.

În continuarea acestui capitol, vor fi precizate cîteva noțiuni folosite frecvent în alcătuirea bilanțurilor de materiale.

### 2.4. Concentrația soluțiilor și amestecurilor (v. și STAS 1081-80)

Soluțiile și amestecurile sînt binare, ternare etc. sau multicomponente, după numărul componentelor. Este necesar să se precizeze natura și concentrația fiecărui component.

<sup>1)</sup> Bibliografia la cap. 3, p. 158.

| Nr. | Modul în care este considerată cantitatea de: |         |         | Exemple                                                                           |
|-----|-----------------------------------------------|---------|---------|-----------------------------------------------------------------------------------|
|     | solvat                                        | solvent | soluție |                                                                                   |
| 1   | Volum                                         | Volum   | —       | 20 cm <sup>3</sup> alcool în 100 cm <sup>3</sup> apă                              |
| 2   | Volum                                         | —       | Volum   | 20 cm <sup>3</sup> alcool în 100 cm <sup>3</sup> soluție                          |
| 3   | Volum                                         | Masă    | —       | 20 cm <sup>3</sup> alcool în 100 g apă                                            |
| 4   | Volum                                         | —       | Masă    | 20 cm <sup>3</sup> alcool în 100 g soluție                                        |
| 5   | Masă                                          | Volum   | —       | 10 g NaCl în 100 cm <sup>3</sup> apă                                              |
| 6   | Masă                                          | —       | Volum   | 10 g NaCl într-un dm <sup>3</sup> de apă                                          |
| 7   | Masă                                          | Masă    | —       | 0,1 g NaCl într-un gram de apă                                                    |
| 8   | Masă                                          | —       | Masă    | 10 g NaCl în 100 g soluție                                                        |
| 9   | Echivalenți sau moli                          | Volum   | —       | 0,1 mol Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> într-un dm <sup>3</sup> de apă            |
| 10  | Echivalenți                                   | —       | Volum   | 0,1 echivalent Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> într-un dm <sup>3</sup> de soluție |
| 10' | Moli                                          | —       | Volum   | 0,1 mol Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> într-un litru soluție                     |
| 11  | Moli                                          | Masă    | —       | 0,1 mol Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> într-un kilogram de solvent               |
| 12  | Moli                                          | —       | Masă    | 0,1 mol Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> într-un kilogram soluție                  |
| 13  | Moli                                          | Moli    | —       | 0,1 mol Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> într-un mol solvent                       |
| 14  | Moli                                          | —       | Moli    | 0,1 mol Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> într-un mol soluție                       |

<sup>1)</sup> v. și STAS 1081-80: Concentrația soluțiilor lichide.

| Denumirea                              |                              | Notăție                   |
|----------------------------------------|------------------------------|---------------------------|
| Concentrației                          | Unității de măsură           |                           |
| —                                      | —                            | —                         |
| Concentrație procentuală în (de volum) | Procent în (de) volum        | % vol                     |
| —                                      | —                            | —                         |
| —                                      | —                            | —                         |
| —                                      | —                            | —                         |
| Concentrație în grame la litru         | Gram la dm <sup>3</sup>      | g/dm <sup>3</sup>         |
| Raport de masă                         | Gram la gramul de solvent    | g/g solvent               |
| Concentrație procentuală (de masă)     | Procent (de masă)            | % (de masă)               |
| —                                      | —                            | —                         |
| Concentrație normală sau normalitate   | Val la dm <sup>3</sup> sau n | val/dm <sup>3</sup> sau n |
| Concentrație molară sau molaritate     | Mol la dm <sup>3</sup> sau m | mol/dm <sup>3</sup> sau m |
| Concentrație molală sau molalitate     | Mol la kilogramul de solvent | mol/kg solvent            |
| —                                      | —                            | —                         |
| Raport molar                           | Mol la un mol solvent        | mol/mol solvent           |
| Fracție molară                         | Mol la mol                   | mol/mol                   |

# Transformarea reciprocă a citorva moduri

$m_i$  = numărul de moli din componentul  $i$ , mol;  
 $m_i$  = masa componentului  $i$ , kg;  
 $M_i$  = masa moleculară a componentului  $i$ , kg/mol;  
 $\bar{M}$  = masa moleculară medie a soluției sau amestecului kg/m<sup>3</sup>;  
 $\rho$  = densitatea soluției sau amestecului, kg/m<sup>3</sup>;  
 $j$  = se referă la cei  $n$  componenți ai soluției sau amestecului.

| Concentrația                                            | in funcție de                       |                                               |
|---------------------------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------------------|
|                                                         | exprimată ca                        |                                               |
|                                                         |                                     | $X'_i = \frac{m'_i}{\sum_n (m'_j)}$           |
|                                                         |                                     | $X'_i = \frac{m'_i}{\sum_n (m'_j) - m'_i}$    |
| Fracție de masă (kg/kg soluție);                        | $x'_i = \frac{m'_i}{m'_j}$          | $x'_i$                                        |
| Raport de masă (kg/kg);                                 | $X'_i = \frac{m'_i}{(m'_j - m'_i)}$ | $X'_i$                                        |
| Fracție molară (mol/mol soluție);                       | $x_i = \frac{m_i}{m_j}$             | $x_i \frac{\bar{M}}{M_i}$                     |
| Raport molar (mol/mol);                                 | $X_i = \frac{m_i}{(m_j - m_i)}$     | $\frac{x'_i \bar{M}}{1/M - x'_i/M_i}$         |
| Concentrație molară <sup>1)</sup> (mol/m <sup>3</sup> ) | $C_i = \frac{m_i}{\sum_n (m'_j)}$   | $\frac{x'_i \rho}{1 + X'_i \frac{\rho}{M_i}}$ |

<sup>1)</sup> În acest tabel, concentrația molară  $C_i$  este exprimată în mol/m<sup>3</sup>, cind densitatea  $\rho$

O soluție este formată dintr-un solvent și unul sau mai mulți solvați. Concentrația soluțiilor poate fi definită

— printr-o proprietate care variază cu concentrația soluției și este ușor de determinat cu suficientă precizie: densitatea, indicele de refracție, rotația planului de polarizare a luminii, conductivitatea electrică, intensitatea culorii ș.a. Se alcătuiesc tabele sau diagrame de etalonare concentrație-proprietate;

— prin rapoartele cantitative (de volum, masă, echivalenți sau moli) dintre solvat și solvent sau dintre solvat și soluție (tabelul 2.2).

Completări la tabelul 2.2:

— Măsurarea volumelor este mai expeditivă, dar cîntărirea este mai precisă; la măsurarea precisă a volumelor este necesară corecția de temperatură; pentru gaze se face și corecția de presiune.

Tabelul 2.3

de exprimare a concentrației soluțiilor și amestecurilor

| Fracția molară (mol/mol soluție)<br>$x_i = \frac{m_i}{\sum_n (m_j)}$ | Raportul molar (mol/mol)<br>$X_i = \frac{m_i}{\sum_n (m_j) - m_i}$ | Concentrația molară <sup>1)</sup> (mol/m <sup>3</sup> )<br>$C_i = \frac{m_i}{\sum_n (m'_j)} \rho$ |
|----------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $x_i \frac{M_i}{\bar{M}}$                                            | $\frac{X_i}{1 + X_i} \frac{M_i}{\bar{M}}$                          | $C_i \frac{M_i}{\rho}$                                                                            |
| $\frac{x_i M_i}{\bar{M} - x_i M_i}$                                  | $\frac{X_i M_i}{(1 + X_i) \bar{M} - X_i M_i}$                      | $\frac{C_i M_i}{\rho - C_i M_i}$                                                                  |
| $x_i$                                                                | $\frac{X_i}{1 + X_i}$                                              | $C_i \frac{\bar{M}}{\rho}$                                                                        |
| $\frac{x_i}{1 - x_i}$                                                | $X_i$                                                              | $C_i \frac{\bar{M}}{\rho - C_i \bar{M}}$                                                          |
| $x_i \frac{\rho}{\bar{M}}$                                           | $\frac{X_i}{1 + X_i} \frac{\rho}{\bar{M}}$                         | $C_i$                                                                                             |

este exprimată în kg/m<sup>3</sup>.

— Exprimarea concentrației prin procent de volum se folosește cînd solvatul este lichid sau gaz. Pentru lichide și solide procentul de volum se notează % vol; notația % se referă la procente de masă; pentru gaze notația % înseamnă procente de volum, procente de masă se notează % masă.

— În exprimarea (3), procente de masă ale solventului sînt raportate la masa solventului, pe cînd în exprimarea (4) procente de masă ale solventului sînt raportate la masa soluției (adică solvent + solvat).

— Raportul molar este raportul dintre numărul de moli ai unui component  $i$  din soluție și numărul de moli ai celorlalți componenți ai soluției sau amestecului

$$X_i = \frac{m_i}{\sum_n m_j - m_i} \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (2.30)$$

Suma se referă la toți cei  $n$  componenți ai soluției sau amestecului; se rezervă indicele  $i=1$  pentru solvent.

Pentru soluții binare,

$$X_1 = \frac{m_1}{m_2}; \quad X_2 = \frac{m_2}{m_1} = \frac{1}{X_1}; \quad X_1 X_2 = 1 \quad (2.31)$$

Exemplu: Să se calculeze raportul molar al clorurii de sodiu și al apei într-o soluție de 20 % NaCl.

Soluția dată conține 20/58,46=0,3421 moli NaCl și 80/18,02=4,4395 moli H<sub>2</sub>O în 100 g soluție

$$X_{\text{NaCl}} = \frac{0,3421}{4,4395} = 0,0771$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{4,4395}{0,3421} = 12,977$$

Fracția molară este raportul dintre numărul de moli ai unui component  $i$  din soluție și numărul de moli ai tuturor componenților soluției sau amestecului

$$x_i = \frac{m_i}{\sum_n m_j} \quad j=1, 2, \dots, n \quad (2.32)$$

Suma se referă la toți cei  $n$  componenți ai soluției sau amestecului.

$$x_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2}; \quad x_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2}; \quad x_1 + x_2 = 1 \quad (2.33)$$

Exemplu: Să se calculeze fracția molară a clorurii de sodiu și a apei în soluția din exemplul precedent.

$$x_{\text{NaCl}} = \frac{0,3421}{0,3421 + 4,4395} = 0,0715$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{4,4395}{0,3421 + 4,4395} = \frac{0,9285}{1,0000}$$

O variantă a acestui mod de exprimare a concentrației este *procentul molar* (% mol), egal cu fracția molară înmulțită cu 100.

Pentru componenții amestecurilor de gaze — care pot fi considerate ideale, procentul de volum și procente molare sînt identice și deci și fracția de volum este identică cu fracția molară.

Trecerea de la un mod de exprimare a concentrației la altul se face exprimînd, în forma cerută, fiecare din cei doi termeni ai raportului dintre cantitatea de solvat (numărător) și cantitatea de solvent sau de soluție (numitor).

Exemplu: Soluția de 10 % clorură de sodiu are densitatea 1,0745 kg/dm<sup>3</sup>. Să se exprime concentrația acestei soluții în molaritate (mol/l soluție) și în molalitate (mol/kg solvent).

$$\text{Forma inițială: } \frac{10 \text{ g NaCl}}{100 \text{ g soluție}}$$

$$\text{Molaritate: } \frac{x \text{ mol NaCl}}{\text{dm}^3 \text{ soluție}} = \frac{10/58,46}{0,100/1,0745} = 1,838 \text{ mol/l soluție}$$

$$\text{Molalitate: } \frac{x \text{ mol NaCl}}{y \text{ kg solvent}} = \frac{10/58,46}{0,100 - 0,010} = 1,901 \text{ mol/kg solvent.}$$

Trecerea de la un mod de exprimare a concentrației prin valoarea unei proprietăți fizice a soluției la un mod de exprimare prin valoarea raportului dintre cantitățile de solvat și soluție sau solvat și solvent se face cu ajutorul tabelelor de corespondență care, pentru soluțiile substanțelor curent folosite, se găsesc în agendele și manualele chimice; acestea dau, de obicei, corespondența dintre densitate și concentrația procentuală de masă (procentul masei de solvat față de masa soluției).

În tabelul 2.3 sînt date transformările reciproce dintre cîteva moduri curente de exprimare a concentrației soluțiilor și amestecurilor.

Exemplu. Să se exprime concentrația soluției de acid sulfuric cu densitatea de 1,250 kg/l, în diferite moduri

|    |                                                                                                                 |                                               |                     |
|----|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|---------------------|
| 1  | densitatea                                                                                                      | dată                                          | 1,250 kg/l          |
| 2  | % H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> (concentrație procentuală)                                                     | din tabele                                    | 33,43 %             |
| 3  | litru H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /litru apă                                                                 | $\frac{0,03343}{1,840} / (0,1 - 0,03343)$     | 0,2728 l/l solvent  |
| 4  | cm <sup>3</sup> H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /100 cm <sup>3</sup> soluție (concentrația procentuală de volum) | $\frac{33,43}{1,840} / \frac{100}{1,250}$     | 22,71 % vol.        |
| 5  | litri H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /kg soluție                                                                | $\frac{0,03343}{1,840} / 0,100$               | 0,1817 l/kg         |
| 6  | grame H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /litru apă                                                                 | 33,43/(1-0,03343)                             | 502,2 g/l solvent   |
| 7  | grame H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /litru soluție (concentrația în grame la litru)                            | $33,43 / \frac{0,100}{1,250}$                 | 417,8 g/l           |
| 8  | grame H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /gram apă (raport de masă)                                                 | 33,43/(100-33,43)                             | 0,5022 g/g solvent  |
| 9  | grame H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /kg soluție                                                                | 33,43/0,100                                   | 334,3 g/kg          |
| 10 | moli H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /litru apă                                                                  | $\frac{33,43}{98,08} / (0,1 - 0,03343)$       | 4,120 mol/l solvent |
| 11 | moli H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /litru soluție (molaritate)                                                 | $\frac{33,43}{98,08} / \frac{0,100}{1,250}$   | 4,261 mol           |
| 12 | echivalenți H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> /litru soluție (normalitate)                                         | $\frac{33,43}{98,08/2} / \frac{0,100}{1,250}$ | 8,520 n             |

|    |                                              |                                                                                        |                                 |
|----|----------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|
| 13 | moli $H_2SO_4$ /kg apă (molalitate)          | $\frac{33,43}{98,08} / (0,1 - 0,03343)$                                                | 5,119 mol/kg solvent            |
| 14 | moli $H_2SO_4$ /kg soluție                   | $\frac{33,43}{98,08} / 0,100$                                                          | 3,408 mol/kg                    |
| 15 | moli $H_2SO_4$ /mol apă (raport molar)       | $X_2 = \frac{33,43}{98,08} / \frac{66,57}{18,02}$                                      | 0,09226 mol/mol apă             |
| 16 | moli $H_2SO_4$ /mol soluție (fracție molară) | $x_2 = \frac{33,43}{98,08} / \left( \frac{33,43}{98,08} + \frac{66,57}{18,02} \right)$ | 0,08447 mol/mol,<br>8,447 % mol |

## 2.5. Gaze și vapori

### 2.5.1. Modele fizice și matematice

Fenomenele naturale și cele provocate (experimentale sau industriale) sînt complicate. Cercetarea științifică se apropie treptat de complexitatea lor reală cu ajutorul unor abstracțiuni simplificate, numite *modele fizice*, care păstrează caracteristicile esențiale ale structurilor și proceselor studiate dar neglijează alte proprietăți secundare (în raport cu scopul urmărit). Gazul ideal, soluția ideală, lichidul ideal, corpul negru absolut, ciocnirile elastice între molecule sînt exemple de modele fizice în sensul enunțat mai sus.

Descrierea matematică a proprietăților modelului fizic se numește *model-matic* al fenomenului. Ecuațiile modelului matematic sînt:

— ecuații empirice deduse din corelarea rezultatelor experimentale, cu valabilitate în domeniul experimentat, sau

— ecuații (de obicei diferențiale) care exprimă proprietățile principale ale modelului fizic; ecuațiile urmează să fie integrate — prin metode matematice, deseori dificile — în condițiile particulare ale fenomenului cercetat.

Modelele matematice, chiar și cele grele sau de mare dimensionalitate, pot fi rezolvate cu ajutorul calculatoarelor electronice, după o competență și atență programare.

*Programul de calcul* transpune într-un limbaj accesibil calculatorului operațiile programate pentru soluționarea problemei. Programul de calcul are un caracter general dar poate fi particularizat prin introducerea parametrilor numerici proprii condițiilor procesului studiat.

Folosind viteza mare de calcul a calculatorului, se poate repeta de multe ori rularea programului schimbînd valorile parametrilor, adică condițiile procesului, ceea ce corespunde cu *simularea experimentării*. Dacă programul introdus în calculator este corect, *simularea pe calculator* înlocuiește avantajos experimentarea de laborator sau în stație pilot, care pretinde eforturi mult mai mari de muncă, timp și bani.

Simularea pe calculator face posibilă *optimizarea*, adică determinarea celor mai bune condiții de lucru, tehnologice și economice.

### 2.5.2. Gazul perfect

Modelul fizic cel mai simplu al stării gazoase este *modelul gazului perfect* care corespunde materiei formate din molecule sferice, identice, punctiforme, perfect elastice, fără forțe de interacțiune. Modelul matematic al gazului perfect este

$$pV_m = mRT \quad (2.34)$$

sau

$$pV = RT \quad (2.35)$$

unde:  $p$  este presiunea, Pa;

$V$  — volumul molar al gazului,  $m^3/\text{mol}$ ;

$V_m$  — volumul a  $m$  moli de gaz,  $m^3$ ;

$m$  — numărul de moli de gaz, mol;

$R$  — constanta universală a gazelor  $= 8,315 \text{ erg}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ , (pentru alte unități, v. pag. 80);

$T$  — temperatura (absolută) a gazului, K.

*Exprimarea presiunii.* Unitatea de măsură pentru presiune, în sistemul internațional este pascal (simbol Pa), egală cu  $\text{N}/\text{m}^2$ . Multe alte unități de măsură pentru presiune mai sînt folosite, ca de exemplu: micro-barul ( $\mu\text{bar}$ , unitatea în sistemul C.G.S.), kilogramul-forță pe metru pătrat ( $\text{kgf}/\text{m}^2$ , unitatea în sistemul MKFS), atmosfera tehnică ( $\text{at} = \text{kgf}/\text{cm}^2$ ), atmosfera normală ( $\text{atm}$ ), piez ( $\text{pz}$ ), milimetru coloană de apă ( $\text{mm H}_2\text{O}$ ), sau de mercur ( $\text{torr} = \text{mm Hg}$ ), pînd pe țol pătrat ( $\text{lbf}/\text{in}^2$ ) etc. Echivalențele, în unitatea SI, ale celor mai frecvente unități de presiune sînt date în tabelul din anexă.

În tehnică sînt folosite — de asemenea — cîteva moduri diferite pentru exprimarea presiunii:

— *presiunea absolută* este presiunea măsurată pe scara a cărei origine este vidul absolut; cînd indicarea presiunii nu este însoțită de alte precizări, se înțelege că valoarea indicată corespunde presiunii absolute; vechiul simbol ata înseamnă atmosfere tehnice ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ ) absolute;

— *suprapresiunea* sau *presiunea efectivă* este diferența dintre presiunea absolută din interiorul unui recipient și presiunea (de obicei atmosferică) din exteriorul lui ( $p_a = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ , de obicei considerată  $\approx 10^5 \text{ Pa}$  sau 1 ata); vechiul simbol era ats sau ate;

— *vidul*, *vacuum-ul* sau *depresiunea*, reprezentînd diferența dintre presiunea atmosferică și presiunea absolută dintr-un recipient, este modul în care se exprimă uneori presiunile subatmosferice; acest mod de exprimare corespunde presiunii efective (dar cu semn schimbat).

Depresiunea se mai exprimă și în procente față de presiunea normală (atmosferică); de exemplu, presiunea absolută de  $0,06 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  (45 torr) este echivalentă cu un „vid” de:

$$\frac{1,013 \cdot 10^5 - 0,060 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^5} 100 = \frac{0,953}{1,013} 100 = 94\%$$

Deoarece aceste moduri de exprimare a presiunii (suprapresiune, presiune efectivă, vid, vacuum, depresiune procentuală) produc confuzii, se recomandă ca ele să fie înlocuite cu indicarea presiunii (absolute), în Pa.



**Exprimarea volumului molar.** Volumul molar se exprimă în  $\text{cm}^3/\text{mol}$ ,  $\text{l/mol}$  (preferabil,  $\text{dm}^3/\text{mol}$ ) sau  $\text{m}^3/\text{mol}$ ; în problemele tehnice se lucrează și cu volumul unui kilomol, exprimat în  $\text{dm}^3/\text{kmol}$  sau  $\text{m}^3/\text{kmol}$ .

**Exprimarea temperaturii.** În sistemul internațional, temperatura termodinamică se exprimă în kelvini (K). Transformarea reciprocă a gradelor Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ), Fahrenheit ( $^{\circ}\text{F}$ ) și Kelvin (K) se face cu ajutorul ecuațiilor:

$$t^{\circ}\text{C} = 0,556 (t^{\circ}\text{F} - 32) \quad (2.36)$$

$$t^{\circ}\text{F} = 1,8 (t^{\circ}\text{C}) + 32 \quad (2.37)$$

$$T(\text{K}) = t^{\circ}\text{C} + 273,16 \quad (2.38)$$

Tot în kelvini (K) se exprimă și diferențele de temperatură care în sistemele perimate de unități de măsură se exprimă în grade Celsius (grd);  $1 \text{ K} = 1 \text{ grd (Celsius)}$ .

**Constanta gazelor.** Constanta universală a gazelor  $R$  este o constantă dimensională; valoarea ei depinde deci de unitățile adoptate pentru satisfacerea ecuației (2.35)

$$R = 8,315 \frac{\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \frac{\text{m}^3}{\text{mol}}}{\text{K}} = 8,315 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{mol} \cdot \text{K}} = 8,315 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$$

Cu alte unități:

$$R = 82,06 \frac{\text{atm} \cdot \text{cm}^3}{\text{mol} \cdot \text{K}} = 84,79 \frac{\text{kgf} \cdot \text{cm}}{\text{mol} \cdot \text{K}} = 0,8479 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{mol} \cdot \text{K}} = 8,315 \cdot 10^7 \frac{\text{erg}}{\text{mol} \cdot \text{K}} = 1,9867 \frac{\text{cal}}{\text{mol} \cdot \text{K}} = \frac{848 \text{ kgf} \cdot \text{m}}{M \text{ kgf} \cdot \text{K}} = \frac{848}{M} \frac{\text{m}}{\text{K}}$$

În ultimele două forme, unde  $M$  este masa moleculară a gazului, constanta  $R$  — raportată la un kilogram de gaz — nu mai apare ca o constantă universală, egală pentru toate gazele, ci ca o mărime specifică fiecărui gaz (pentru oxigen  $R = 838/32 = 26,5 \text{ m/K}$ ). Este un exemplu în care apare avantajul raportării cantităților de substanțe la moli, nu la kilogram.

### 2.5.3. Gaze reale

Ecuația de stare a gazelor ideale se aplică riguros și gazelor reale când presiunea lor tinde către zero.

La presiunea normală (atmosferică), abaterea gazelor reale față de ecuația (2.35) poate atinge — de exemplu pentru hidrocarburile grele: — 2 pînă la 3%. La presiuni înalte abaterea întrece uneori 500%. În tabelul 2.4 este dat, ca exemplu, pentru bioxidul de carbon la temperatura de  $40^{\circ}\text{C}$  și la diferite presiuni, volumul molar măsurat experimental și cel calculat după ecuația (2.35) și prin metoda factorului de comprimare,  $C$  (v. 2.5.3.3).

Din cauza importanței crescînde a proceselor industriale la presiuni înalte (sinteza amoniacului, sinteza metanolului, cracare ș.a.), s-au dezvoltat numeroase metode pentru determinarea uneia din cele trei mărimi  $p$ ,  $V$ ,  $t$ , care caracterizează starea unui gaz, cînd se cunosc celelalte două.

Tabelul 2.4  
Volumul molar al bioxidului de carbon la  $40^{\circ}\text{C}$

| Presiunea         |       | Volumul molar |                      |              |                       |              |                                                       |              |
|-------------------|-------|---------------|----------------------|--------------|-----------------------|--------------|-------------------------------------------------------|--------------|
|                   |       | Măsurat       | Rezultat din         |              |                       |              |                                                       |              |
|                   |       |               | Legea gazelor ideale |              | Ecuația van der Waals |              | Factorii de compresibilitate $C$ (diag. din fig. 2.7) |              |
| $10^5 \text{ Pa}$ | atm   | $\text{cm}^3$ | $\text{cm}^3$        | $\Delta, \%$ | $\text{cm}^3$         | $\Delta, \%$ | $\text{cm}^3$                                         | $\Delta, \%$ |
| 1,01              | 1     | 25 574        | 25 705               | +0,54        | 25 497                | +0,09        | —                                                     | —            |
| 10,13             | 10    | 2 449         | 2 571                | +4,98        | 2 469,0               | +0,83        | 2 440                                                 | -0,37        |
| 50,65             | 50    | 380           | 513                  | +35,0        | 395                   | +3,95        | 375                                                   | -1,3         |
| 101,3             | 100   | 69,3          | 256,7                | +270         | 88,9                  | +28,3        | 77                                                    | +10,0        |
| 506,5             | 500   | 44,0          | 51,3                 | +16,6        | 59,4                  | +35,0        | 45,2                                                  | +1,8         |
| 1 013             | 1 000 | 40,0          | 25,7                 | -35,8        | 54,2                  | +35,5        | 39,8                                                  | -0,5         |

**2.5.3.1. Ecuația van der Waals.** Ipotezele simplificatoare folosite pentru modelul fizic, care a servit pentru deducerea ecuației gazelor ideale (2.35), nu sînt totdeauna acceptabile pentru gazele reale. Prin introducerea unor termeni de corecție pentru presiunea și volumul din ecuația (2.35), care țin seama de proprietățile gazelor reale (volumul propriu al moleculelor gazului și forțele de interacțiune moleculară), ecuația lui *van der Waals*,

$$\left(p + \frac{a}{V^2}\right)(V - b) = RT \quad (2.39)$$

îmbunătățește mult concordanța cu datele experimentale (v. tabelul 2.4). Constantele  $a$  și  $b$  sînt specifice fiecărui gaz (tabelul 2.5).

Tabelul 2.5  
Mărimi critice și constante van der Waals pentru gaze

| Gazul            | $t_c$              | $p_c$             |       | $V_c$         | $a$                         |                                      | $b$           | $RT_c$    |
|------------------|--------------------|-------------------|-------|---------------|-----------------------------|--------------------------------------|---------------|-----------|
|                  | $^{\circ}\text{C}$ | $10^5 \text{ Pa}$ | atm   | $\text{cm}^3$ | $\text{N} \cdot \text{m}^4$ | $10^6 \text{ atm} \cdot \text{cm}^3$ | $\text{cm}^3$ | $p_c V_c$ |
| Aer              | -140,7             | 37,7              | 37,2  | —             | 0,135                       | 1,33                                 | 36,6          | —         |
| Apă              | 374                | 220,6             | 217,7 | 45            | 0,555                       | 5,48                                 | 30,6          | 4,46      |
| Argon            | -122               | 49                | 48    | 75,2          | 0,137                       | 1,35                                 | 32,3          | 3,43      |
| Acetilenă        | 36                 | 63                | 62    | 113           | 0,443                       | 4,37                                 | 51,2          | 3,62      |
| Amoniac          | 132,4              | 112,9             | 111,5 | 72,4          | 0,424                       | 4,19                                 | 37,3          | 4,12      |
| Bioxid de carbon | 31,1               | 73,9              | 73,0  | 95,5          | 0,365                       | 3,60                                 | 42,75         | 3,49      |
| Oxid de carbon   | -139               | 35,5              | 35    | 90,0          | 0,148                       | 1,46                                 | 39,4          | 3,50      |
| Clor             | 144                | 77,1              | 76,1  | 124           | 0,658                       | 6,50                                 | 56,2          | 3,63      |
| Etilenă          | 9,7                | 51,6              | 50,9  | 127           | 0,454                       | 4,48                                 | 57,2          | 3,59      |
| Acid clorhidric  | 51,4               | 82,7              | 81,6  | 87            | 0,370                       | 3,65                                 | 40,8          | 3,75      |
| Hidrogen         | -239,9             | 13,0              | 12,8  | 64,5          | 0,024                       | 0,24                                 | 26,6          | 3,63      |
| Metan            | -82,5              | 46,4              | 45,8  | 99            | 0,228                       | 0,25                                 | 42,8          | 3,29      |
| Azot             | -147,1             | 33,9              | 33,5  | 90            | 0,137                       | 1,35                                 | 38,6          | 3,42      |
| Oxigen           | -118,8             | 50,4              | 49,7  | 74            | 0,138                       | 1,36                                 | 31,9          | 3,42      |
| Bioxid de sulf   | 157,2              | 78,7              | 77,7  | 123           | 0,689                       | 6,80                                 | 57,2          | 3,60      |
| Alcool etilic    | 243,1              | 64                | 63    | —             | —                           | —                                    | —             | —         |

Dar, deși ecuația *van der Waals* nu dă rezultate cantitative exacte, ea descrie în mod satisfăcător comportarea calitativă a gazelor reale. În fig. 2.6, *a* este arătată, prin izoterme, variația presiunii gazului în funcție de volum, la diferite temperaturi, iar în fig. 2.6, *b* sînt trasate, pentru dioxidul de carbon, izotermele experimentale (liniile continue), izotermele deduse din ecuația *van der Waals* (liniile întrerupte) și o izotermă dedusă din legea gazelor ideale.

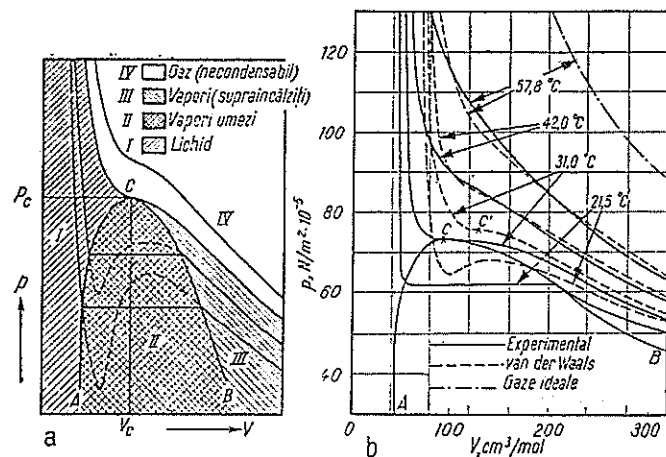


Fig. 2.6. Diagrama  $p, V$  pentru gaze reale:

a — izotermele unui gaz real; b — izotermele dioxidului de carbon.

2.5.3.2. Diagrama  $p, V$ . Din observarea figurii 2.6 se pot face următoarele constatări:

a) Izotermele experimentale se apropie, la presiuni mici, de izotermele (de temperatură egală) ale gazului ideal, de care se îndepărtează cu cât presiunea crește.

b) Pînă la o anumită temperatură, izotermele experimentale prezintă o porțiune orizontală a cărei lungime descrește cu creșterea temperaturii. Această porțiune a izotermelor, unde presiunea rămîne constantă, în timp ce volumul se micșorează, corespunde la condensarea gazului; pe această porțiune sistemul este bifazic, fiind format din gaz (vapori) și lichid. Extremitatea din dreapta a fiecărei porțiuni orizontale reprezintă începutul condensării, iar extremitatea din stînga sfîrșitul condensării, cînd tot gazul (vapori) este condensat ca lichid. Din acest punct, izoterma își schimbă din nou, brusc, direcția, devenind aproape verticală, arătînd compresibilitatea mică a lichidului.

c) Temperatura corespunzătoare izotermei pentru care porțiunea orizontală dispăre, se numește *temperatură critică*. La temperaturi superioare temperaturii critice, izotermele nu mai au o porțiune orizontală: gazul nu se mai condensează. Pentru a arăta deosebirea de comportare a gazului deasupra și dedesubtul izotermei critice, s-a numit *gaz permanent* (necondensabil) gazul care se găsește la temperaturi superioare temperaturii critice și *vapori* (pentru vaporii de apă, *abur*), gazul la temperaturi inferioare tem-

peraturii critice. Temperatura critică este caracteristică fiecărei substanțe (v. tabelul 2.5).

d) Locul extremităților porțiunilor orizontale ale izotermelor, experimentale este o curbă  $ACB$  numită *curba limită*, formată din două ramuri:

— ramura  $AC$ , numită *curbă limită inferioară*, *curba lichidului* sau *curba de fierbere*, reprezentînd starea lichidului la punctul de fierbere;

— ramura  $CB$ , numită *curba limită superioară*, *curba vaporilor* sau *curba de condensare*, reprezentînd vaporii în stare de echilibru termodinamic cu lichidul, adică în stare de vapori saturați.

e) Izoterma critică și curba limită împart planul diagramei în patru zone (fig. 2.6):

— zona I, sau *zona lichidului*, în stînga curbei limită inferioară și părții superioare a izotermei critice (deasupra punctului critic), reprezentînd substanța în stare lichidă;

— zona II, sau *zona vaporilor umezi*, dintre curba limită inferioară și curba limită superioară, corespunzînd sistemului bifazic lichid-vapori;

— zona III, sau *zona vaporilor supracîlzîți*, între partea inferioară a izotermei critice și curba limită superioară, reprezentînd substanța în stare de gaz condensabil (vapori);

— zona IV, deasupra izotermei critice, reprezentînd substanța în stare de gaz permanent (necondensabil).

f) Comparînd izotermele deduse din ecuația *van der Waals* cu izotermele experimentale, se constată că ele au aproximativ aceeași formă, cu următoarea deosebire importantă: pe cînd izotermele experimentale sînt, în zona II, orizontale, izotermele *van der Waals* sînt, în aceeași zonă, curbe în formă de S, mai mult sau mai puțin deformat (ecuația *van der Waals* este de ordinul trei în  $V$ ). S-a dovedit experimental că, luînd anumite precauțiuni, se poate aduce sistemul, în stări labile, de-a lungul începuturilor izotermei în S.

g) Punctul de unire al curbelor limită inferioară și superioară, care este și punctul de tangență între curba limită și izoterma critică, se numește *punct critic*. Coordonatele lui: *volumul molar critic*  $V_c$ , *presiunea critică*  $p_c$  și *temperatura critică*  $t_c$  (sau *temperatura absolută critică*  $T_c$ ) sînt *mărimile critice* ale substanței (v. tabelul 2.5).

Raporturile dintre mărimile de stare  $p$ ,  $V$ ,  $T$  ale gazului și mărimile critice respective sînt *mărimile reduse* ale substanței:

$$V_r = V/V_c \text{ este volumul redus;}$$

$$p_r = p/p_c \text{ — presiunea redusă;}$$

$$T_r = T/T_c \text{ — temperatura absolută redusă.}$$

Pentru aceleași valori ale mărimilor reduse, unele proprietăți ale substanțelor sînt identice — sau într-o corelație simplă — însemnînd că substanțele se găsesc în *stări corespondente*.

2.5.3.3. Factori de compresibilitate. Numeroasele determinări experimentale referitoare la starea gazelor reale au fost sistematizate în diagrame, tabele și ecuații, mai mult sau mai puțin empirice, care verifică determinările experimentale pentru un anumit gaz în anumite domenii de temperatură și presiune.

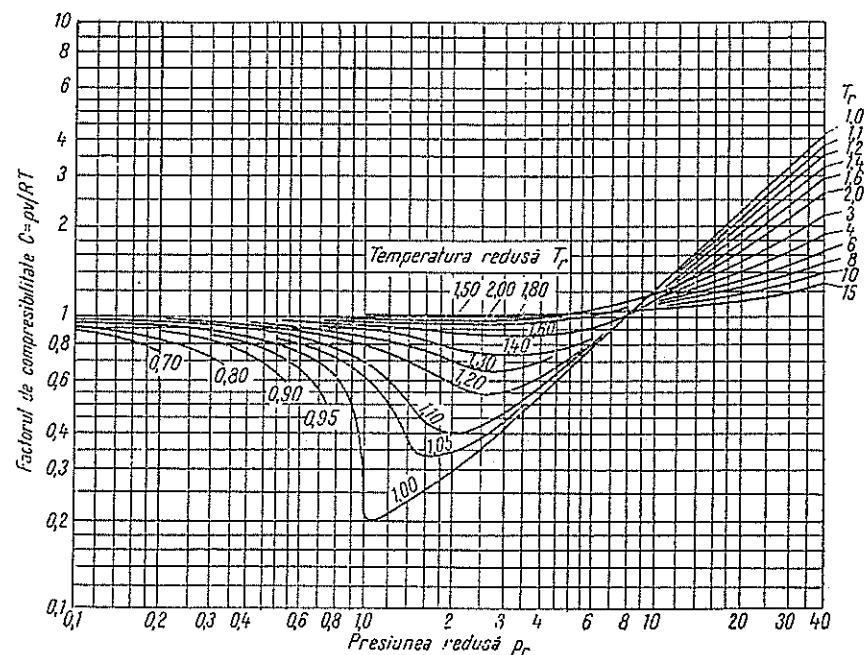
De obicei, tabelele dau valoarea produsului  $pV$  în funcție de temperatură și de presiune,  $V$  fiind un volum astfel ales (volumul relativ) încît produsul  $pV$ ,

la presiunea normală de  $1,013 \cdot 10^5$  Pa (1 atm) și la temperatura de  $0^\circ\text{C}$ , să aibă valoarea 1,000.

Pentru a folosi și pentru gazele reale ecuația simplă (2.35) a gazelor ideale, se procedează și aici — așa cum se face deseori în tehnică — introducând un factor de corecție, care rămâne să fie determinat pentru fiecare gaz și pentru fiecare presiune și temperatură, fie cu ajutorul unei corelări empirice.

2.5.3.4. Deducerea factorului de compresibilitate cu ajutorul mărimilor reduse. Această metodă este o consecință a legii stărilor corespondente: dacă se exprimă condițiile de stare  $p$  și  $T$  ale unui gaz în mărimi reduse  $p_r = p/p_c$  și  $T_r = T/T_c$ , factorul de comprimare  $C$  are valori apropiate pentru toate gazele, la valori egale ale mărimilor reduse. Pentru gazele cu punct critic scăzut (de exemplu, hidrogen, heliu), corelația este mai bună dacă se ia:

$$p_r = \frac{p}{p_c + 8} \quad \text{și} \quad T_r = \frac{T}{T_c + 8}$$



manometrul arată din nou presiunea inițială  $p$ , volumul  $V_N$  ocupat acum de azot este volumul parțial al azotului. Volumul inițial  $V$  ocupat de aer înainte de absorbția oxigenului este volumul total al amestecului gazos.

Volumul parțial  $V_i$  al unui component  $i$  dintr-un amestec gazos este volumul pe care l-ar ocupa acest component dacă s-ar găsi singur la presiunea totală  $p$  a amestecului.

Legea lui Dalton arată relația între presiunile parțiale și presiunea totală, în funcție de concentrațiile componentelor, iar legea lui Amagat, relația între volumele parțiale și volumul total.

2.5.4.1. Legea lui Dalton: suma presiunilor parțiale ale componentelor — considerați gaze ideale — ai unui amestec gazos este egală cu presiunea totală  $p$ :

$$\sum_i p_i = p \quad j=1, 2, \dots, n \quad (2.40)$$

unde  $p_j$  este presiunea parțială a componentului  $j$ , iar  $n$  numărul componentelor.

Deoarece componentii sînt considerați gaze ideale, se poate scrie pentru fiecare component (de exemplu pentru componentul  $i$ ) al gazului, ecuația

$$p_i V = m_i RT \quad (2.41)$$

și, însumînd pentru toți componentii amestecului,

$$V \sum_i p_i = RT \sum_i m_i$$

sau, împreună cu ecuația (2.40),

$$Vp = RT \sum_i m_i \quad (2.42)$$

În aceste ecuații,  $V$  este volumul total al gazului, iar  $\sum_i m_i$  numărul total de moli al componentelor.

Împărțind ecuația (2.41) cu ecuația (2.42) se obține:

$$\frac{p_i}{p} = \frac{m_i}{\sum_i m_i} = x_i$$

sau

$$p_i = px_i \quad (2.43)$$

adică, presiunea parțială a unui component dintr-un amestec gazos este egală cu produsul între presiunea totală  $p$  a amestecului și fracția molară  $x_i$  a componentului respectiv în amestec.

2.5.4.2. Legea lui Amagat: suma volumelor parțiale ale componentelor, considerați gaze ideale ai unui amestec gazos, este egală cu volumul total  $V$  al amestecului:

$$\sum_i V_i = V \quad (2.44)$$

unde  $V_j$  este volumul parțial al componentului  $j$  ( $j=1, 2, \dots, n$ ) din amestecul de gaze; suma se referă la toți cei  $n$  componenți ai amestecului.

Printr-un raționament asemănător celui de la legea lui Dalton, se obține:

$$pV_i = m_i RT \quad (2.45)$$

$$p \sum_i V_i = RT \sum_i m_i$$

$$pV = RT \sum_i m_i \quad (2.46)$$

Din împărțirea ecuațiilor (2.45) și (2.46) rezultă:

$$\frac{V_i}{V} = \frac{m_i}{\sum_i m_i} = x_i$$

$$V_i = Vx_i \quad (2.47)$$

adică, volumul parțial  $V_i$  al unui component  $i$  dintr-un amestec gazos este egal cu produsul între volumul total  $V$  al amestecului și fracția molară  $x_i$  a componentului respectiv în amestec.

Din relațiile (2.43) și (2.47) se obține:

$$\frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V} = x_i \quad (2.48)$$

Cînd componentii unui amestec pot fi considerați gaze ideale, raportul dintre presiunea parțială a unui component și presiunea totală este egal cu raportul dintre volumul parțial al aceluiași component și volumul total al amestecului și, mai departe, valoarea acestor două rapoarte este egală cu fracția molară a componentului în amestecul gazos.

## 2.5.5. Aerul

Aerul, ca amestec de azot și oxigen, se consideră gaz ideal în problemele tehnice.

Exemplu: Să se calculeze presiunile parțiale și volumele molare parțiale ale azotului și oxigenului din aer, sub presiunea totală de  $p=10^5$  Pa și temperatura de  $0^\circ\text{C}$ . Se consideră compoziția aerului: 21 % vol. oxigen și 79 % vol. azot.

Fracțiile molare ale componentelor unui amestec de gaze ideale fiind egale cu procente lor de volum, împărțite cu 100, rezultă:

— presiunea parțială a oxigenului:

$$p_{O_2} = px_{O_2} = 10^5 \frac{21}{100} = 0,21 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

— presiunea parțială a azotului:

$$p_{N_2} = px_{N_2} = 10^5 \frac{79}{100} = 0,79 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

— volumul molar parțial al oxigenului:

$$V_{O_2} = Vx_{O_2} = 22,41 \frac{1,013 \cdot 10^5}{10^5} \frac{21}{100} = 0,477 \text{ dm}^3/\text{mol}$$

... - volumul molar parțial al azotului:

$$V_{H_2} = V_{x_{H_2}} = 22,41 \frac{1,013 \cdot 10^5}{10^8} \frac{79}{100} = 1,793 \text{ dm}^3/\text{mol}$$

**Masa moleculară medie.** Pentru amestecurile de gaze, masa moleculară medie  $M$  este media maselor moleculare ale componentilor, după ecuațiile:

$$M = M_A x_A + M_B x_B + \dots \quad (2.49)$$

sau

$$M = M \frac{A}{100} + M_B \frac{B}{100} + \dots \quad (2.50)$$

în care:

$A, B, \dots$  sint procentele în volume ale componentelor din amestec;  
 $M_A, M_B, \dots$  — masele moleculare ale componentilor;  
 $x_A = \frac{A}{100}, \dots$  — fracțiile molare ale componentilor.

**Exemplu.** Să se calculeze masa moleculară medie a aerului.

Considerind compoziția aerului: 21 % vol. oxigen și 79 % vol. azot, se obține:

$$M_{\text{aer}} = 28 \frac{79}{100} + 32 \frac{21}{100} = 28,84 \text{ g/mol}$$

Considerind aerul cu compoziția lui exactă<sup>1)</sup>: 78,09 % vol. azot, 20,95 % vol. oxigen, 0,93 % vol. argon, 0,03 % vol. bioxid de carbon, și masele moleculare exacte ale componentilor, rezultă:

$$M_{\text{aer}} = \frac{78,02}{100} 28,016 + \frac{20,95}{100} 32,000 + \frac{0,93}{100} 39,44 + \frac{0,03}{100} 44,01 = 28,962 \text{ g/mol}$$

În problemele tehnice se ia pentru masa moleculară medie a aerului valoarea rotunjită de 29 g/mol. Cu această valoare, pentru densitatea aerului în condiții normale fizice ( $p = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  și  $t = 0^\circ\text{C}$ ), rezultă:

$$\rho = \frac{29}{22,41} = 1,295 \text{ kg/m}^3$$

față de 1,293 kg/m<sup>3</sup> determinată experimental.

## 2.5.6. Gaze umede

Gazele umede, adică amestecurile gazoase formate din unul sau mai multe gaze, însoțite de vaporii unui lichid, intervin deseori în problemele tehnice ca: a) gaze saturate cu vaporii de apă, b) aer umed, adică aer cu vaporii de apă și c) gaze oarecare cu vaporii ai unui lichid oarecare.

**2.5.6.1. Gaze saturate cu vaporii.** Dacă un gaz sau un amestec de gaze este în contact cu apă lichidă un timp destul de îndelungat, amestecul se saturează cu vaporii de apă. Presiunea parțială  $p_s$  a vaporilor de apă depinde numai de temperatură și este egală cu presiunea de saturație a vaporilor de apă. În tabelele 2.6 și 2.7 sînt date presiunile de saturație ale vaporilor de apă.

<sup>1)</sup> Compoziția aerului normal, uscat, STAS 1253-80.

Tabelul 2.6

Presiunile de saturație ale apei între 0 și 50°C

| Temperatura, °C | Presiuni de saturație |        |                     | Temperatura, °C | Presiuni de saturație |        |                     |
|-----------------|-----------------------|--------|---------------------|-----------------|-----------------------|--------|---------------------|
|                 | Pa                    | torr   | kgf/cm <sup>2</sup> |                 | Pa                    | torr   | kgf/cm <sup>2</sup> |
| 0               | 610,78                | 4,579  | 0,006228            | 25              | 3 167,1               | 23,756 | 0,03229             |
| 1               | 656,61                | 4,926  | 0,006694            | 26              | 3 360,8               | 25,209 | 0,03426             |
| 2               | 705,47                | 5,294  | 0,007193            | 27              | 3 764,9               | 26,739 | 0,03634             |
| 3               | 757,53                | 5,685  | 0,007723            | 28              | 3 779,6               | 28,349 | 0,03853             |
| 4               | 812,94                | 6,101  | 0,008289            | 29              | 4 005,5               | 30,043 | 0,04083             |
| 5               | 871,92                | 6,543  | 0,008890            | 30              | 4 243,0               | 31,824 | 0,04325             |
| 6               | 934,65                | 7,013  | 0,009530            | 31              | 4 492,7               | 33,695 | 0,04580             |
| 7               | 1 001,3               | 7,513  | 0,010210            | 32              | 4 755,1               | 35,663 | 0,04847             |
| 8               | 1 071,2               | 8,045  | 0,010932            | 33              | 5 030,7               | 37,729 | 0,05128             |
| 9               | 1 147,4               | 8,609  | 0,011699            | 34              | 5 320,0               | 39,898 | 0,05423             |
| 10              | 1 227,2               | 9,209  | 0,012513            | 35              | 5 623,6               | 42,475 | 0,05733             |
| 11              | 1 311,9               | 9,844  | 0,013376            | 36              | 5 942,2               | 44,563 | 0,06057             |
| 12              | 1 401,7               | 10,518 | 0,014291            | 37              | 6 276,2               | 47,067 | 0,06398             |
| 13              | 1 496,9               | 11,231 | 0,015261            | 38              | 6 626,4               | 49,692 | 0,06755             |
| 14              | 1 597,7               | 11,987 | 0,016289            | 39              | 6 993,4               | 52,442 | 0,07129             |
| 15              | 1 704,4               | 12,788 | 0,017276            | 40              | 7 377,7               | 55,324 | 0,07520             |
| 16              | 1 817,3               | 13,634 | 0,018527            | 41              | 7 780,2               | 58,34  | 0,07930             |
| 17              | 1 936,7               | 14,530 | 0,019745            | 42              | 8 201,5               | 61,50  | 0,08360             |
| 18              | 2 063,0               | 15,477 | 0,02103             | 43              | 8 642,3               | 64,80  | 0,08809             |
| 19              | 2 196,4               | 16,477 | 0,02239             | 44              | 9 103,0               | 68,26  | 0,09279             |
| 20              | 2 337,3               | 17,535 | 0,02383             | 45              | 9 595,5               | 71,88  | 0,09771             |
| 21              | 2 486,1               | 18,650 | 0,02534             | 46              | 10 008,9              | 75,65  | 0,10284             |
| 22              | 2 643,0               | 19,827 | 0,02694             | 47              | 10 616                | 79,60  | 0,10821             |
| 23              | 2 808,6               | 21,068 | 0,02863             | 48              | 11 166                | 83,71  | 0,11382             |
| 24              | 2 983,1               | 22,377 | 0,03041             | 49              | 11 740                | 88,02  | 0,11967             |
|                 |                       |        |                     | 50              | 12 340                | 92,51  | 0,12578             |

Presiunea parțială a gazului este

$$p_g = p - p_s \quad (2.51)$$

unde  $p$  este presiunea (totală) a gazului umed.

Reducerea volumului de gaz umed (saturat) la condițiile normale (și în starea uscată) se face cu ecuația

$$V_0 = V \frac{p_s}{1,013 \cdot 10^5} \cdot \frac{273}{273 + t} \quad (2.52)$$

în care:  $p_g$  este presiunea parțială a gazului (ecuația 2.51), Pa;

$p_s$  — presiunea de saturație a vaporilor de apă, la temperatura  $t$ , Pa;

$p$  — presiunea (totală) a gazului umed, Pa;

$t$  — temperatura gazului umed, °C;

$V$  — volumul gazului saturat cu vaporii de apă, la presiunea  $p$  și temperatura  $t$ ;

$V_0$  — volumul gazului (uscat), redus la condițiile normale fizice ( $1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  și  $0^\circ\text{C}$ ), în aceleași unități de măsură ca  $V$ .

Presiunea de saturație a apei

Tabelul 2.7

| Temperatura<br>°C | ...., 0            |                    |                    | ...., 2            |                    |                    | ...., 4            |                    |                    | ...., 6            |                    |                    | ...., 8            |                    |                    |
|-------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
|                   | 10 <sup>5</sup> Pa | kg/cm <sup>2</sup> | 10 <sup>5</sup> Pa | kg/cm <sup>2</sup> | 10 <sup>5</sup> Pa | kg/cm <sup>2</sup> | 10 <sup>5</sup> Pa | kg/cm <sup>2</sup> | 10 <sup>5</sup> Pa | kg/cm <sup>2</sup> | 10 <sup>5</sup> Pa | kg/cm <sup>2</sup> | 10 <sup>5</sup> Pa | kg/cm <sup>2</sup> | 10 <sup>5</sup> Pa |
| 50                | 0,1234             | 0,12578            | 0,1361             | 0,13881            | 0,1500             | 0,15298            | 0,1651             | 0,16835            | 0,1814             | 0,18504            | 0,1944             | 0,19856            | 0,20912            | 0,21451            | 0,22126            |
| 60                | 0,1992             | 0,20331            | 0,2184             | 0,2227             | 0,2391             | 0,2438             | 0,2614             | 0,2666             | 0,2856             | 0,2912             | 0,3019             | 0,3086             | 0,3205             | 0,3281             | 0,3414             |
| 70                | 0,3116             | 0,3177             | 0,3396             | 0,3463             | 0,3696             | 0,3769             | 0,4019             | 0,4098             | 0,4365             | 0,4451             | 0,4729             | 0,4819             | 0,5119             | 0,5216             | 0,5535             |
| 80                | 0,4736             | 0,4829             | 0,5133             | 0,5234             | 0,5556             | 0,5667             | 0,6010             | 0,6129             | 0,6495             | 0,6623             | 0,7000             | 0,7129             | 0,7529             | 0,7668             | 0,8099             |
| 90                | 0,7011             | 0,7149             | 0,7561             | 0,7710             | 0,8147             | 0,8307             | 0,8768             | 0,8942             | 0,9430             | 0,9616             | 1,0040             | 1,0229             | 1,0700             | 1,0899             | 1,1414             |
| 100               | 1,013              | 1,0332             | 1,087              | 1,1092             | 1,167              | 1,1898             | 1,250              | 1,2751             | 1,339              | 1,3654             | 1,434              | 1,4619             | 1,5369             | 1,5654             | 1,6489             |
| 110               | 1,433              | 1,4609             | 1,531              | 1,5618             | 1,636              | 1,6684             | 1,746              | 1,7809             | 1,863              | 1,8995             | 1,984              | 2,0219             | 2,1149             | 2,1534             | 2,2519             |
| 120               | 1,982              | 2,0245             | 2,113              | 2,1561             | 2,249              | 2,2947             | 2,393              | 2,4404             | 2,544              | 2,5935             | 2,699              | 2,7499             | 2,8669             | 2,9154             | 3,0449             |
| 130               | 2,701              | 2,7544             | 2,866              | 2,9233             | 3,041              | 3,101              | 3,222              | 3,286              | 3,414              | 3,481              | 3,619              | 3,689              | 3,839              | 3,909              | 4,074              |
| 140               | 3,613              | 3,685              | 3,812              | 3,888              | 4,042              | 4,122              | 4,271              | 4,355              | 4,519              | 4,599              | 4,779              | 4,864              | 5,054              | 5,139              | 5,344              |
| 150               | 4,760              | 4,854              | 5,021              | 5,120              | 5,293              | 5,397              | 5,576              | 5,686              | 5,879              | 5,989              | 6,189              | 6,299              | 6,514              | 6,624              | 6,859              |
| 160               | 6,180              | 6,302              | 6,501              | 6,630              | 6,834              | 6,970              | 7,183              | 7,325              | 7,544              | 7,693              | 7,929              | 8,079              | 8,334              | 8,484              | 8,759              |
| 170               | 7,920              | 8,076              | 8,312              | 8,475              | 8,716              | 8,888              | 9,135              | 9,317              | 9,572              | 9,763              | 10,029             | 10,209             | 10,489             | 10,669             | 11,009             |
| 180               | 10,02              | 10,225             | 10,50              | 10,703             | 10,98              | 11,201             | 11,49              | 11,715             | 12,01              | 12,248             | 12,549             | 12,769             | 13,089             | 13,309             | 13,689             |
| 190               | 12,55              | 12,800             | 13,11              | 13,371             | 13,70              | 13,962             | 14,29              | 14,573             | 14,91              | 15,204             | 15,549             | 15,849             | 16,199             | 16,499             | 16,899             |
| 200               | 15,55              | 15,857             | 16,21              | 16,532             | 16,90              | 17,228             | 17,60              | 17,948             | 18,32              | 18,690             | 19,099             | 19,499             | 19,949             | 20,309             | 20,749             |
| 210               | 19,07              | 19,456             | 19,86              | 20,246             | 20,65              | 21,061             | 21,47              | 21,901             | 22,33              | 22,767             | 23,219             | 23,649             | 24,119             | 24,549             | 25,049             |
| 220               | 23,20              | 23,659             | 24,10              | 24,577             | 25,02              | 25,533             | 25,98              | 26,497             | 26,97              | 27,499             | 27,999             | 28,499             | 29,019             | 29,499             | 29,999             |
| 230               | 27,98              | 28,531             | 29,01              | 29,591             | 30,08              | 30,632             | 31,18              | 31,803             | 32,32              | 32,955             | 33,499             | 34,099             | 34,699             | 35,299             | 35,899             |
| 240               | 33,18              | 33,814             | 34,47              | 35,157             | 35,90              | 36,607             | 37,35              | 38,090             | 38,85              | 39,608             | 40,369             | 41,129             | 41,889             | 42,649             | 43,409             |
| 250               | 40,56              | 40,56              | 41,13              | 41,95              | 42,53              | 43,37              | 44,36              | 45,31              | 46,33              | 47,33              | 48,33              | 49,33              | 50,33              | 51,33              | 52,33              |
| 260               | 46,93              | 47,87              | 48,49              | 49,44              | 50,06              | 51,05              | 51,89              | 52,91              | 53,84              | 54,84              | 55,84              | 56,84              | 57,84              | 58,84              | 59,84              |
| 270               | 55,05              | 56,14              | 56,79              | 57,91              | 58,57              | 59,73              | 60,40              | 61,00              | 62,29              | 63,51              | 64,73              | 65,95              | 67,17              | 68,39              | 69,61              |
| 280               | 64,19              | 65,46              | 66,16              | 67,46              | 68,16              | 69,50              | 70,15              | 71,59              | 72,31              | 73,73              | 74,44              | 75,92              | 76,65              | 77,92              | 79,20              |
| 290               | 74,44              | 75,92              | 76,65              | 78,15              | 78,89              | 80,44              | 81,17              | 82,78              | 83,52              | 85,17              | 85,91              | 87,44              | 88,18              | 89,71              | 91,24              |
| 300               | 85,90              | 86,61              | 88,35              | 90,11              | 90,86              | 92,66              | 93,42              | 95,26              | 96,01              | 97,93              | 98,68              | 100,04             | 101,4              | 102,8              | 104,2              |
| 310               | 98,68              | 100,04             | 101,4              | 103,42             | 104,2              | 106,25             | 107,0              | 109,15             | 110,9              | 112,41             | 114,1              | 115,13             | 116,0              | 117,0              | 118,0              |
| 320               | 112,90             | 115,13             | 116,0              | 118,21             | 119,0              | 121,35             | 122,1              | 124,56             | 125,4              | 127,84             | 128,6              | 131,18             | 132,0              | 134,61             | 135,4              |
| 330               | 128,6              | 131,18             | 132,0              | 134,59             | 135,4              | 138,00             | 138,9              | 141,63             | 142,4              | 145,26             | 146,1              | 148,96             | 149,7              | 152,69             | 153,6              |
| 340               | 146,1              | 148,96             | 149,7              | 152,69             | 153,6              | 156,59             | 157,3              | 160,52             | 161,4              | 164,53             | 165,4              | 168,63             | 169,4              | 172,81             | 173,7              |
| 350               | 165,4              | 168,63             | 169,4              | 172,81             | 173,7              | 177,07             | 177,9              | 181,43             | 182,3              | 185,88             | 186,7              | 190,42             | 191,6              | 195,26             | 196,0              |
| 360               | 186,7              | 190,42             | 191,6              | 195,26             | 196,0              | 199,80             | 200,6              | 204,64             | 205,5              | 209,60             | 210,5              | 214,7              | 215,6              | 219,9              | 220,9              |
| 370               | 210,5              | 214,7              | 215,6              | 219,9              | 220,9              | 225,2              | 225,2              | 229,9              | 230,8              | 235,4              | 236,3              | 240,9              | 241,8              | 246,4              | 247,3              |

Exemplu. Să se calculeze volumul unui gaz în stare uscată și în condițiile normale fizice, știind că volumul măsurat, deasupra apei, într-un gazometru, la temperatura de 20°C și presiunea de  $0,95 \cdot 10^5$  Pa, a fost de 20°C.

Presiunea vaporilor de apă la 20°C este de 2 337 Pa (tabelul 2.6).

Volumul redus al gazului este (ecuațiile 2.51 și 2.52)

$$V_0 = 20 \frac{0,95 \cdot 10^5 - 2 \cdot 337}{1,013 \cdot 10^5} \cdot \frac{273}{273 + 20} = 17,05 \text{ m}^3$$

2.5.6.2. Aer umed. Ca urmare a numeroaselor aplicații tehnice și meteorologice, în care se întâlnesc probleme în legătură cu aerul umed, de exemplu: răcirea apei prin vaporizare în aer (turnuri de răcire), încălzirea și răcirea aerului, umezirea și uscarea aerului, uscarea materialelor cu aer cald sau cu gaze de ardere ș.a.) au fost introduse câteva noțiuni și notații caracteristice (STAS 1253-55): Umezeala aerului, dintre care cele mai importante sînt:

$p$  — presiunea (totală) a aerului umed;

$p_v$  — presiunea sau tensiunea (parțială) a vaporilor de apă;

$p_s$  — presiunea sau tensiunea (parțială) maximă (de saturație) a vaporilor de apă;

$\varphi = p_v/p_s$  — umezeala relativă sau starea higrometrică a vaporilor de apă (adimensional); uneori  $\varphi$  se dă în procente:  $\varphi \% = 100 p_v/p_s$ ;

$x$  — conținutul de umezeală sau raportul de amestec, egal cu raportul dintre masa vaporilor de apă și masa de aer uscat în care sînt amestecați vaporii, kg/kg;

$x_s$  — conținutul maxim de umezeală sau raportul maxim de amestec, egal cu raportul dintre masa vaporilor de apă și masa de aer uscat saturat de acești vaporii, kg/kg;

$\psi = x/x_s$  — gradul de saturație (adimensional) uneori se dă  $\psi$  în procente:  $\psi \% = 100 x/x_s$ .

Vor fi rezolvate, în continuare, problemele importante referitoare la aerul umed<sup>1)2)</sup>.

a) Determinarea conținutului de umezeală  $x$ , cînd se cunoaște presiunea vaporilor de apă  $p_v$  și presiunea (totală)  $p$  a aerului umed.

Notînd:

$M_{apa} = 18$  — masa moleculară a apei;

$M_{aer} = 29$  — masa moleculară (medie a aerului uscat);

$V$  — volumul unui mol de amestec aer (uscat) și vaporii (de apă); se poate alcătui următorul tabel

|          | Amestec | Vapori          | Aer                  |
|----------|---------|-----------------|----------------------|
| Presiuni | $p$     | $p_v$           | $p - p_v$            |
| Volume   | $V$     | $V p_v/p$       | $V(p - p_v)/p$       |
| Moli     | 1       | $p_v/p$         | $(p - p_v)/p$        |
| Mase     |         | $M_{apa} p_v/p$ | $M_{aer}(p - p_v)/p$ |

1) Problemele termice ale aerului umed sînt tratate în Cap. 3.

2) Pentru problemele de meteorologie se va consulta și STAS 1253-80. Mărimi caracteristice aerului umed.

Dacă pentru  $M_{aer}(p-p_v)/p$  kg aer uscat se găsește în aerul umed  $M_{ap}p_v/p$  kg vapori de apă, rezultă

$$x = \frac{M_{ap} \frac{p_v}{p}}{M_{aer} \frac{p-p_v}{p}} = \frac{18}{29} \frac{p_v}{p-p_v}$$

sau

$$x = 0,622 \frac{p_v}{p-p_v} \quad (2.53)$$

și, pentru aerul saturat cu vapori de apă,

$$x_s = 0,622 \frac{p_s}{p-p_s} \quad (2.54)$$

b) Deosebirea dintre umezeala relativă  $\varphi$  și gradul de saturație  $\psi$  rezultă din raportul

$$\frac{\psi}{\varphi} = \frac{x/x_s}{p_v/p_s}$$

sau, înlocuind pe  $x$  și  $x_s$  cu valorile lor din ecuațiile (2.53) și (2.54) se obține:

$$\frac{\psi}{\varphi} = \frac{\frac{p_v}{p-p_v} \frac{p_s}{p-p_s}}{\frac{p_v}{p_s} \frac{p_s}{p-p_s}} = \frac{p-p_s}{p-p_v}$$

Rezultă că, în general,  $\psi < \varphi$ ; totuși, atunci când  $p_v$  și  $p_s$  sînt mici (neglijabile) față de  $p$ , adică la temperaturi joase și cînd aerul este aproape de saturație,  $p_v \approx p_s$ , raportul  $\psi/\varphi$  tinde către unitate și valorile celor două mărimi  $\psi$  și  $\varphi$  se apropie între ele.

c) Volumul ocupat de  $(1+x)$  kilograme de aer umed se determină adoptînd, pe baza legii lui Amagat, aditivitatea volumelor parțiale ale componentelor. Volumul ocupat de un kilogram aer (uscat):

$$V_{aer} = V/29 = RT/29p$$

Volumul ocupat de  $x$  kilograme vapori de apă:

$$V_{ap} = xV/18 = xRT/18p$$

Volumul ocupat de  $(1+x)$  kilograme de aer umed este suma celor două ecuații precedente:

$$V_{1+x} = R \left( \frac{1}{29} + \frac{x}{18} \right) \frac{T}{p} = \frac{R}{18} \left( \frac{18}{29} + x \right) \frac{T}{p} \quad (2.55)$$

În sistemul internațional (SI), cu  $R=8,315 \cdot 10^3$  J/(kmol·K) și  $p$  în Pa,

$$V_{1+x} = 462(0,622+x) \frac{T}{p} \text{ m}^3/(1+x) \text{ kg} \quad (2.55 \text{ a})$$

Cu  $R=82,06 \cdot 10^{-3}$ /(kmol·K) și  $p$  în atm:

$$V_{1+x} = 4,56 \cdot 10^{-3}(0,622+x) \frac{T}{p} \text{ m}^3/(1+x) \text{ kg} \quad (2.55 \text{ b})$$

iar cu  $p$  în torr:

$$V_{1+x} = 3,47(0,622+x) \frac{T}{p} \text{ m}^3/(1+x) \text{ kg} \quad (2.55 \text{ c})$$

d) Volumul specific al aerului umed  $v$ , în  $\text{m}^3/\text{kg}$ , se obține făcînd raportul dintre volumul (ecuația 2.55, în formele a, b, c) și masa celor  $(1+x)$  kg de aer umed, de exemplu

$$v = \frac{462(0,622+x)T/p}{1+x} [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (2.56)$$

cu  $p$  în Pa.

e) Densitatea aerului umed  $\rho$  este inversul volumului specific:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1+x}{462(0,66+x)T/p} [\text{kg/m}^3] \quad (2.57)$$

Exemplu. Pentru aerul umed, cu datele din rîndurile 1–3 ale tabelului următor, să se calculeze: conținutul de umezeală, umezeala relativă, densitatea, volumul specific și conținutul de vapori într-un metru cub de aer umed.

|    |                                                                                                                   |                          |                                                         |                                   |                                |
|----|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|---------------------------------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|
| 1  | Date<br>Presiune (totală), barometrică, a aerului umed<br>Idem<br>Temperatura aerului umed<br>Gradul de saturație | $p$<br><br>$t$<br>$\psi$ | <br><br><br>0,9866 · 10 <sup>5</sup><br>740<br>35<br>55 | <br><br><br>Pa<br>torr<br>°C<br>% |                                |
| 4  | Conținutul de umezeală<br>Presiunea de saturație a aerului, la temperatura $t$<br>Idem                            | $p_s$<br><br>$x_s$       | 5 624<br>42,2<br>0,0376                                 | Pa<br>torr<br>kg/kg               | Tabel 2.6<br>idem<br>Ec (2.54) |
| 5  | Conținutul maxim de umezeală                                                                                      | $x_s$                    | 0,0376                                                  | kg/kg                             | (3) · (5)/100                  |
| 6  | Conținutul de umezeală                                                                                            | $x$                      | 0,0207                                                  | kg/kg                             |                                |
| 7  | Umezeala relativă<br>Presiunea parțială a vaporilor de apă<br>Idem                                                | $p_v$<br><br>$\varphi$   | 3 178<br>23,8<br>56,5                                   | Pa<br>torr<br>%                   | Ec. (2.53)<br>(7)/(4)100       |
| 9  | Volum specific<br>Temperatura absolută                                                                            | $T$                      | 308                                                     | K                                 | (2) + 273                      |
| 10 | Volumul specific                                                                                                  | $v$                      | 0,908                                                   | $\text{m}^3/\text{kg}$            | Ec. (2.56)                     |
| 11 | Densitatea<br>Densitatea aerului umed                                                                             | $\rho$                   | 1,101                                                   | $\text{kg/m}^3$                   | Ec. (2.57)                     |
| 12 | Conținutul de vapori de apă pe metrul cub de aer umed                                                             | $V_{(1+x)}$              | 0,927                                                   | $\text{m}^3/(1+x) \text{ kg}$     | Ec. (2.55a)                    |
| 13 | Vapori de apă într-un metru cub de aer umed                                                                       |                          | 0,0223                                                  | $\text{kg/m}^3$                   | (6)/(12)                       |

Diagramele din figurile (3.13) și (3.14) servesc pentru rezolvarea unor probleme referitoare la aerul umed.



2.5.6.3. Gaze oarecare în amestec cu vaporii unui lichid oarecare. Această problemă se tratează în mod identic ca aceea pentru aerul umed, introducând datele pentru substanțele cu care se lucrează (mase moleculare, presiuni de vaporii). Ecuațiile (2.53)–(2.57) devin:

$$x = \frac{M_g}{M_g} \frac{p_g}{p - p_g} \quad (2.58)$$

$$x_g = \frac{M_g}{M_g} \frac{p_g}{p - p_g} \quad (2.59)$$

$$V_{1+x} = \frac{R}{M_g} \left( \frac{M_g}{M_g} + x \right) \frac{T}{p} \quad (2.60)$$

$$v = \frac{V_{1+x}}{1+x} \quad (2.61)$$

$$\rho = \frac{1+x}{V_{1+x}} \quad (2.62)$$

$M_g$  fiind masa moleculară a vaporilor, iar  $M_g$  masa moleculară a gazului.

### 2.5.7. Presiuni de saturație

Substanțele solide și lichide emit vaporii în spațiul înconjurător, pînă cînd presiunea vaporilor atinge o valoare limită numită presiune de saturație, care depinde de natura substanței, de temperatură și — la lichide — de curbura suprafeței lichidului.

Exemple:

— Iodul la punctul de topire (114,3°C) are presiune de saturație a vaporilor de  $0,12 \cdot 10^5$  Pa (90 torr).

— Bioxidul de carbon solid are, la temperatura de  $-78,5^\circ\text{C}$ , presiunea de vaporii egală cu presiunea normală (atmosferică), de  $1,013 \cdot 10^5$  Pa (1 atm), iar la punctul de topire ( $-56,7^\circ\text{C}$ ), presiunea de vaporii de  $5,176 \cdot 10^5$  Pa (5,11 atm); bioxidul de carbon nu există, deci, în stare lichidă, la presiuni mai mici decît  $5,176 \cdot 10^5$  Pa.

Valorile curente ale presiunii de saturație sînt presiunile în echilibru cu o suprafață orizontală a lichidului. Deasupra meniscurilor cu rază mică de curbura, presiunea de vaporii este dată de ecuația

$$RT = \ln \frac{p}{p_0} \approx 2 \frac{V'}{r} \sigma \quad (2.63)$$

în care:  $p$  este presiunea de vaporii a lichidului deasupra meniscului cu rază de curbura;

$p_0$  — presiunea de vaporii deasupra suprafeței lichide plane;

$V'$  — volumul molar al lichidului;

$\sigma$  — tensiunea superficială;

$r$  — raza de curbura a suprafeței, de exemplu raza unei picături sferice.

Diferența dintre presiunea de vaporii în contact cu o suprafață curbă și presiunea de vaporii deasupra unei suprafețe lichide plane devine semnificativă la raze de curbura mici ( $r < 10^{-5}$  m).

2.5.7.1. Ecuații pentru determinarea presiunii de saturație. Pentru lichidele pure<sup>1)</sup> mai des întrebuite, au fost alcătuite tabele, diagrame și nomograme care dau presiunile de vaporii în funcție de temperatură. În tabelele 2.6 și 2.7 sînt date presiunile de saturație ale apei, iar în figura 2.9, curbele  $p, t$  pentru cîteva substanțe. Au fost propuse și numeroase ecuații care verifică satisfăcător, în domenii limitate, valorile experimentale; dintre acestea mai importante sînt următoarele:

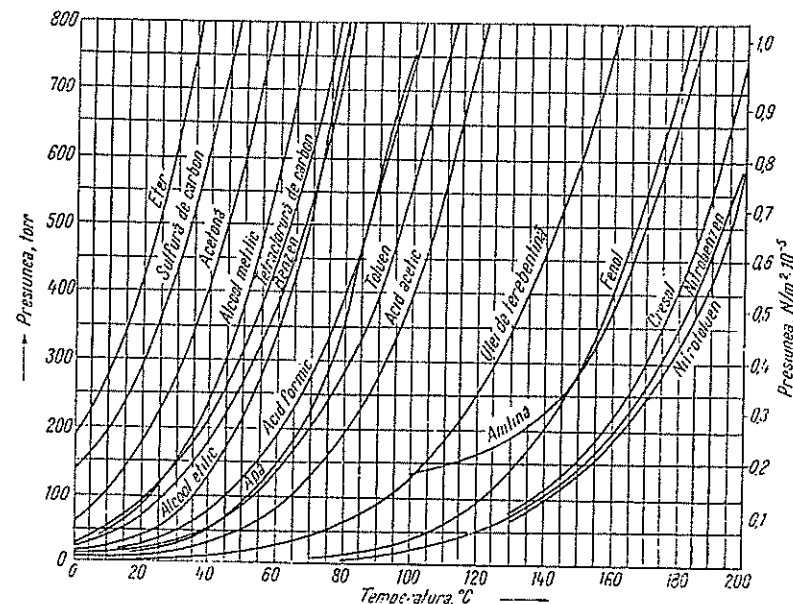


Fig. 2.9. Variația presiunii de saturație cu temperatura pentru cîteva lichide.

— Ecuația cu două constante:

$$\lg p = A - \frac{B}{T} \quad (2.64)$$

dedusă prin integrarea ecuației lui Clasiuss-Clapeyron; ecuația implică următoarele restricții: 1) căldura de vaporizare constantă în domeniul temperaturilor care interesează, 2) volumul molar al lichidului neglijabil față de volumul molar al vaporilor și 3) vaporii pot fi considerați gaz ideal.

— Ecuația lui Antoine, cu trei constante:

$$\lg p = A - \frac{B}{t+C} \quad (2.65)$$

<sup>1)</sup> Presiunile de vaporii ale amestecurilor de lichide sînt tratate la capitolul „Distilarea și rectificarea” (vol. II), iar presiunile de vaporii ale soluțiilor solid-lichid, la capitolul „Vaporizarea” (vol. II).

Pentru rezultatele aproximative, ecuația lui *Antoine* poate fi folosită în forma cu două constante ( $C=230$ ):

$$\lg p = A - \frac{B}{t+230} \quad (2.66)$$

— Ecuația cu patru constante:

$$\lg p = A - \frac{B}{T} + C \lg T + DT \quad (2.67)$$

În aceste ecuații:

$p$  este presiunea de vapori;

$t$  — temperatura;

$T$  — temperatura absolută;

$A, B, C, D$  sînt constante caracteristice pentru fiecare substanță.

#### 2.5.7.2. Metode grafice pentru determinarea presiunii de saturație.

a) *Diagrama în coordonate  $\lg p, 1/T$* : în aceste coordonate se obțin — în intervale nu prea largi de temperatură — linii aproape drepte pentru variația presiunii cu temperatura (fig. 2.10).

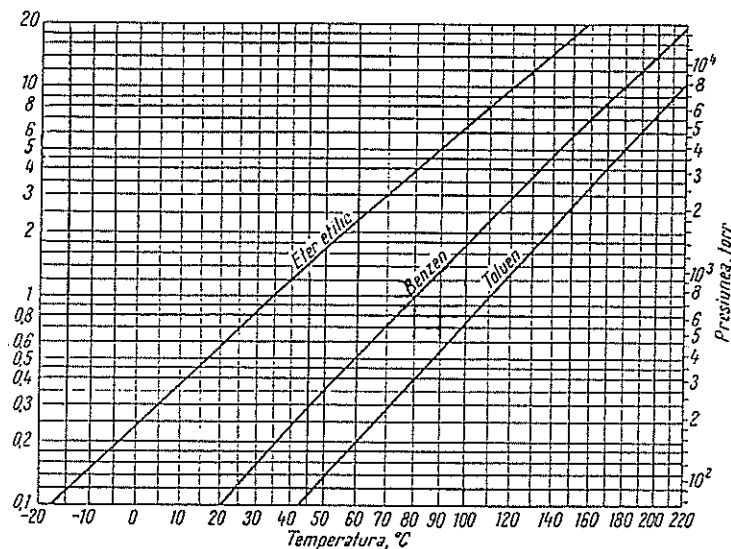


Fig. 2.10. Variația presiunii de saturație cu temperatura, în coordonate  $\lg p, 1/T$ .

b) *Metoda liniilor lui Dühring*: plecând de la observația că toate curbele presiunilor de vapori în funcție de temperatură, la lichidele pure, au aceeași formă, *Dühring* a construit o diagramă în care abscisa reprezintă temperatura lichidului, iar ordonata temperatura unui lichid de referință; locul geometric al punctelor pe diagramă, pentru care lichidul studiat și lichidul de referință au aceleași presiuni de vapori, este, pentru fiecare lichid, o linie

apropiată de o dreaptă (fig. 2.11). Pentru un anumit lichid, *linia lui Dühring* se construiește cu ajutorul a două puncte determinate experimental (dintre care unul este de obicei punctul normal de fierbere), adică măsurind presiunea vaporilor la două temperaturi. De cele mai multe ori se ia apa ca lichid de referință. Este preferabil să se aleagă ca lichid de referință o substanță apropiată, din punct de vedere chimic, de substanța cercetată.

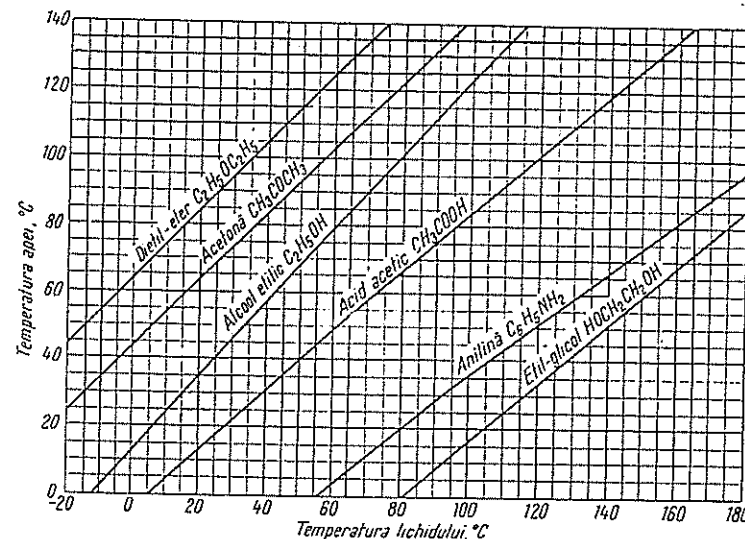


Fig. 2.11. Liniiile lui Dühring.

*Exemplu.* Folosind linia lui Dühring din fig. 2.11, să se determine presiunea de vapori a alcoolului etilic la 60°C.

Din diagramă se citește că temperatura la care apa (lichidul de referință) are presiunea de vapori egală cu cea a alcoolului la 60°C, este de 79°C. La această temperatură apa are presiunea de vapori de  $0,455 \cdot 10^5$  Pa (341 torr) (v. tabela 2.7), care este și rezultatul exemplului.

Formularea matematică a metodei liniilor lui Dühring este relația

$$\frac{t_{A,1} - t_{A,2}}{t_{B,1} - t_{B,2}} = K \quad (2.68)$$

în care:  $t_{A,1}$  și  $t_{A,2}$  sînt două temperaturi de fierbere ale lichidului  $A$  la două presiuni  $p_1$  și  $p_2$ ;  $t_{B,1}$  și  $t_{B,2}$  sînt temperaturile de fierbere ale lichidului (de referință)  $B$ , la aceleași presiuni, iar  $K$  este o constantă caracteristică perechii de lichide  $A$  și  $B$ .

Metoda lui Dühring este un caz particular al legii lui Pavlov, numită „legea liniarității funcțiilor chimice tehnice”.

c) *Metoda lui Kireev*, cunoscută și ca *metoda lui Olthmer*, este analoagă metodei lui Dühring. Se folosește o diagramă logaritmică în coordonatele  $\lg p_A, \lg p_B$ , pe care locul geometric al punctelor corespunzând la temperaturi de fierbere egale pentru cele două substanțe  $A$  și  $B$  ( $B$  fiind substanța

de referință), este o linie mai apropiată de o dreaptă decât linia lui Dühring corespunzătoare. Ecuația liniei lui Kireev (sau Othmer) este

$$\frac{\lg p_{A,1} - \lg p_{A,2}}{\lg p_{B,1} - \lg p_{B,2}} = k \quad (2.69)$$

în care:  $p_{A,1}$  și  $p_{A,2}$  sînt presiunile de vapori ale lichidului  $A$ , la două temperaturi de fierbere  $t_1$  și  $t_2$ ;  $p_{B,1}$  și  $p_{B,2}$  sînt presiunile de vapori ale substanței (de referință)  $B$ , la aceleași temperaturi, iar  $k$  este o constantă caracteristică celor două lichide  $A$  și  $B$ .

d) *Diagrama lui Cox*: axa ordonatelor este divizată logaritmically, pe intervalul necesar de presiuni; din colțul stîng-jos, al diagramei se duce o dreaptă înclinată la  $45^\circ$ ; axa absciselor este o scară funcțională a temperaturilor, astfel

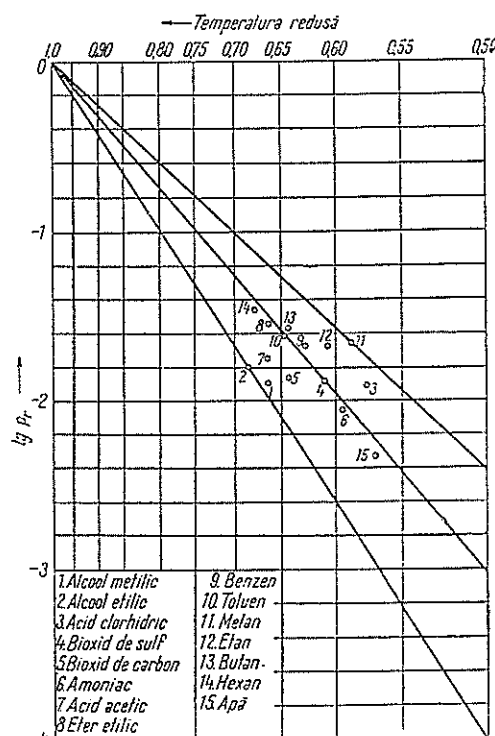


Fig. 2.12 Diagrama de mărimi reduse pentru determinarea presiunii de saturație.

divizată încît coordonatele punctului dreptei cu înclinarea de  $45^\circ$  să corespundă presiunii și temperaturii de fierbere pentru un lichid de referință. Pentru un lichid oarecare, curba  $p, t$  devine o dreaptă cînd este reprezentată în această diagramă.

Pe lîngă faptul că fiecare dreaptă poate fi trasată cînd se cunosc două puncte ale ei, diagrama lui Cox mai are și avantajul că pentru substanțele analoage din punct de vedere chimic (de exemplu pentru serii omoloage de hidrocarburi), dreptele lor caracteristice sînt concurente. Ca urmare, există posibilitatea de a construi aceste drepte dacă se cunoaște numai un singur punct al lor (de exemplu, cel corespunzător punctului normal de fierbere) și punctul comun de concurență.

e) *Diagrama în mărimi reduse* (dezvoltată împreună cu R. Mihail), folosește, pe lîngă principiile metodelor precedente, legea stărilor co-

ca scară funcțională a temperaturilor absolute reduse (prin corespondență între presiunea redusă a lichidului de referință și temperatura redusă). În diagrama din fig. 2.12 au fost trasate liniile caracteristice pentru trei substanțe (alcool etilic, bioxid de sulf și metan). Pentru alte cîteva substanțe s-a însemnat numai cîte un singur punct al liniei caracteristice (corespunzător punctului normal de fierbere), care se trasează ușor unind acest punct cu originea axelor de coordonate.

Exemplu. Să se determine presiunea vaporilor de alcool etilic la  $60^\circ\text{C}$ .

|    |                                                                    |                    |                  |             |
|----|--------------------------------------------------------------------|--------------------|------------------|-------------|
| 1  | Temperatura alcoolului etilic $t$                                  | 60                 | $^\circ\text{C}$ | Data        |
| 2  | Temperatura absolută a alcoolului etilic $T$                       | 331,1              | K                | 273,1+(1)   |
| 3  | Temperatura critică a alcoolului etilic $t_c$                      | 243,1              | $^\circ\text{C}$ | Tabelul 2.5 |
| 4  | Temperatura absolută critică a alcoolului etilic $T_c$             | 516,2              | K                | 273,1+(3)   |
| 5  | Temperatura redusă a alcoolului etilic $T_r$                       | 0,641              | adimens.         | (2)/(4)     |
| 6  | Logaritmul presiunii reduse a alcoolului etilic la $T_r$ $\lg p_r$ | 3,860              | adimens.         | Fig. 2.13   |
| 7  | Presiunea redusă a alcoolului etilic $p_r$                         | 0,00724            | adimens.         | Tabele log. |
| 8  | Presiunea critică a alcoolului etilic $p_c$                        | $64 \cdot 10^5$    | Pa               | Tabelul 2.5 |
| 9  | Presiunea alcoolului etilic la $60^\circ\text{C}$ $p$              | $0,463 \cdot 10^5$ | Pa               | (7)·(8)     |
| 10 | idem                                                               | 347                | torr             | (9)/133,3   |

Această metodă are cîteva avantaje: a) valabilitatea, în aprecierea punctului critic, b) posibilitatea de trasare a liniei caracteristice prin cunoașterea unui singur punct (de obicei punctul normal de fierbere, cunoscut pentru toate substanțele lichide), c) importanța mai mică a alegerii substanței de referință. Metoda pretinde însă cunoașterea presiunii critice și a temperaturii critice pentru substanța cercetată.

f) *Ecuația unică pentru presiunea de saturație* [3]<sup>1)</sup>. Într-un sistem de coordonate  $\lg p_r, \lg T_r$ , coordonatele punctului critic sînt coordonatele originii axelor de coordonate:

$$\lg p_{c,r} = \lg 1 = 0$$

$$\lg T_{c,r} = \lg 1 = 0$$

Punctul normal de fierbere are coordonatele:

$$\lg p_{n,r} \text{ și } \lg T_{n,r}$$

Dacă se ia ca bază a sistemului de logaritmi<sup>2)</sup> tocmai  $p_{n,r}$  și, respectiv  $T_{n,r}$ , diferite pentru fiecare substanță, coordonatele punctului critic se mențin în originea axelor de coordonate:

$$\log_{p_{n,r}} p_{c,r} = \log_{p_{n,r}} 1 = 0$$

și

$$\log_{T_{n,r}} T_{c,r} = \log_{T_{n,r}} 1 = 0$$

<sup>1)</sup> Bibliografia la cap. 3, p. 158.

<sup>2)</sup> Logaritmul în baza  $a$  al unui număr  $N$  se scrie  $\log_a N$ , Logaritmul în baza 10 al unui număr  $N$  se scrie  $\lg N$ .

Coordonatele punctului normal de fierbere devin, pentru toate substanțele:

$$\log_{p_{n,r}} p_{n,r} = 1 \quad \text{și} \quad \log_{T_{n,r}} T_{n,r} = 1$$

Cu alte cuvinte, într-un sistem de coordonate

$$\pi = \log_{p_{n,r}} p_r = \frac{\log p_r}{\log p_{n,r}} = \frac{\log p - \log p_e}{\log p_n - \log p_e} = \frac{\lg p - \lg p_e}{\lg p_n - \lg p_e}$$

$$\theta = \log_{T_{n,r}} T_r = \frac{\log T_r}{\log T_{n,r}} = \frac{\log T - \log T_e}{\log T_n - \log T_e} = \frac{\lg T - \lg T_e}{\lg T_n - \lg T_e}$$

curba oricărui lichid trece prin două puncte obligate (comune): 1) punctul de coordonate 0,0 (originea), reprezentînd punctul critic și 2) punctul de coordonate 1,1, reprezentînd punctul normal de fierbere.

Pe baza datelor experimentale pentru presiunile de vapori, s-a putut arăta că curbele diferitelor substanțe nu numai că au două puncte comune, dar că ele se suprapun pe toată lungimea. Există deci o curbă unică, a cărei ecuație s-a dovedit a fi:

$$\lg(\pi + 1) = 0,3010^{0,935} \quad (2.70)$$

Cu această ecuație se pot calcula presiunile de saturație, dacă se cunosc: presiunea critică, temperatura critică și punctul normal de fierbere.

Exceptînd apa și presiunile sub  $0,1 \cdot 10^5$  Pa unde abaterile sînt uneori mai mari, erorile se mențin cu puține excepții, sub 5%. Avînd în vedere că de multe ori neconcordanța între datele experimentale publicate de mai mulți cercetători este de același ordin de mărime, rezultă că, mai cu seamă pentru scopuri tehnice, ecuația (2.70) se poate aplica satisfăcător.

## 2.6. Probleme de amestec

La întocmirea bilanțului de materiale intervin deseori probleme de amestec, adică probleme în care mai multe substanțe, amestecuri sau soluții sînt amestecate. Se cer cantitățile amestecurilor inițiale pentru a ajunge la un amestec final de cantitate și compoziție date.

### 2.6.1. Amestecuri binare

2.6.1.1. Calculul algebric. Să se calculeze cantitățile  $M_1$  și  $M_2$  din două amestecuri binare inițiale 1 și 2, de compoziție cunoscută în cei doi componenți A și B, pentru a obține, prin amestecarea lor, un amestec final de compoziție și cantitate impuse.

Amestecul 1 conține:  $a_1\%$  A și  $b_1\%$  B  
 Amestecul 2 conține:  $a_2\%$  A și  $b_2\%$  B  
 Amestecul final conține:  $a\%$  A și  $b\%$  B

Din bilanțul componentului A:  $aM = a_1M_1 + a_2M_2$   
 Din bilanțul componentului B:  $bM = b_1M_1 + b_2M_2$   
 Dintr-un bilanț total:  $M = M_1 + M_2$

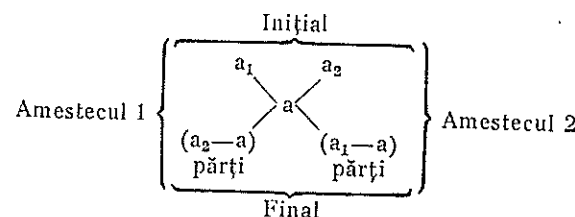
Ultima ecuație rezultă din însumarea primelor două, încît sistemul are două ecuații independente.

Soluția sistemului este:

$$M_1 = M \frac{a_2 - a}{a_2 - a_1} = M \frac{b - b_2}{b_1 - b_2} \quad (2.71)$$

$$M_2 = M \frac{a - a_1}{a_2 - a_1} = M \frac{b - b_1}{b_2 - b_1} \quad (2.72)$$

Se ajunge la același rezultat dacă se folosește următoarea schemă (regula amestecurilor):



Amestecul final se obține amestecînd  $(a_2 - a)$  părți din amestecul inițial 1 cu  $(a_1 - a)$  părți din amestecul inițial 2.

Cantitățile  $M$ ,  $M_1$ ,  $M_2$  sau „părțile”  $(a_2 - a)$  și  $(a_1 - a)$  sînt mase, moli sau volume, după cum concentrațiile sînt date în procente (sau fracții) de masă, procente (sau fracții) molare sau procente de volum (în ipoteza aditivității volumelor componentilor).

Schema de calcul poate fi aplicată și atunci cînd una din concentrațiile inițiale este zero (probleme de diluare).

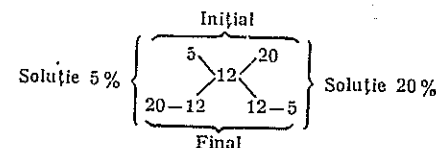
*Exemplu.* Se amestecă două soluții de 5 și 20% clorură de sodiu. Se cer condițiile de soluții necesare pentru a obține 100 kg soluție de 12%.  
 Aplicînd ecuațiile (2.71) și (2.72) rezultă:

$$M_1 = 100 \frac{20 - 12}{20 - 5} = 53,33 \text{ kg soluție } 5\%$$

$$M_2 = 100 \frac{12 - 5}{20 - 5} = 46,67 \text{ kg soluție } 20\%$$

Total 100,00 kg soluție 12%

Folosind regula amestecurilor,



Amestecul cerut, de 12%, se obține amestecînd  $20 - 12 = 8$  părți din soluția de 5% și  $12 - 5 = 7$  părți din soluția de 20%, obținînd  $8 + 7 = 15$  părți soluție de 12%. Pentru a obține 100 kg soluție finală, fiecare „parte” va fi de  $100 : 15 = 6,67$  kg.

2.6.1.2. **Calculul grafic.** Amestecurile binare între doi componenți A și B pot fi reprezentate grafic de punctele unei drepte ale cărei extremități reprezintă substanțele A și B în stare pură.

— Raportul  $a/b$  dintre participarea componenților unui amestec binar reprezentat prin punctul M pe dreapta AB este egal cu raportul segmentelor de la punctul M la extremitățile opuse (regula pîrghiei):

$$\frac{a}{b} = \frac{\overline{MB}}{\overline{MA}}$$

și pentru că

$$\overline{MA} + \overline{MB} = \overline{AB}$$

participarea fiecărui component este

$$A = (a+b) \frac{\overline{MB}}{\overline{AB}} \quad \text{și} \quad b = (a+b) \frac{\overline{MA}}{\overline{AB}},$$

iar cînd dreapta AB este împărțită în 100 diviziuni egale ( $a+b=100$ ) diviziunile reprezintă procente și rezultă

$$A\% = a = \overline{MB} \quad \text{și} \quad B\% = b = \overline{MA}$$

— Aceeași regulă se aplică și pentru obținerea amestecului M din alte două amestecuri binare, reprezentate prin punctele  $M_1$  și  $M_2$  pe dreapta AB. Raportul cantităților  $M_1$  și  $M_2$  pentru obținerea amestecului M este dat tot de regula pîrghiei:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\overline{MM_2}}{\overline{MM_1}}$$

și

$$M_1 = M \frac{\overline{MM_2}}{\overline{M_1M_2}} \quad M_2 = M \frac{\overline{MM_1}}{\overline{M_1M_2}}$$

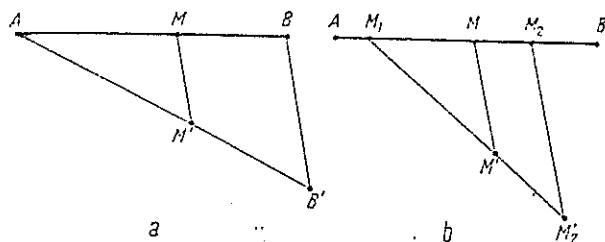


Fig. 2.13. Calculul grafic al amestecurilor binare:

a — între două substanțe A și B; b — între două amestecuri binare  $M_1$  și  $M_2$ .

În ultimele ecuații,  $M$ ,  $M_1$ ,  $M_2$  sînt cantitățile amestecurilor respective.

— Cînd se cere să se găsească grafic direct cantitățile A și B necesare pentru a obține o cantitate cerută de amestec M, se recurge la construcția

grafică din fig. 2.13, a. Din punctul A se duce o dreaptă oarecare (de exemplu,  $\overline{AB'}$ ) de lungime care reprezintă, la o scară simplă, cantitatea cerută de amestec M. Se duce apoi din M o paralelă la  $\overline{BB'}$ . Punctul M' de intersecție a paralelei la  $\overline{BB'}$  determină segmentele  $\overline{M'B'}$  și  $\overline{M'A}$  care indică, la scara aleasă, cantitățile de A și B, căutate.

— În mod asemănător se procedează pentru determinarea cantităților  $M_1$  și  $M_2$  necesare pentru obținerea unei cantități cerute, M, de amestec. Construcția grafică este arătată în fig. 2.13, b.

## 2.6.2. Amestecuri ternare

2.6.2.1. **Calculul algebric.** Să se calculeze cantitățile  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$  din trei amestecuri inițiale de compoziții ternare date (în cei trei componenți A, B, C), pentru a obține, prin amestecarea lor, un amestec final de cantitate și compoziție cerute.

Amestecul 1 conține :  $a_1\%A$ ,  $b_1\%B$ ,  $c_1\%C$

Amestecul 2 conține :  $a_2\%A$ ,  $b_2\%B$ ,  $c_2\%C$

Amestecul 3 conține :  $a_3\%A$ ,  $b_3\%B$ ,  $c_3\%C$

Amestecul final conține:  $a\%A$ ,  $b\%B$ ,  $c\%C$

Ca și în cazul amestecurilor binare, trebuie să se rezolve sistemul de ecuații deduse din bilanțurile parțiale ale componenților A, B, C.

Bilanțul componentului A:  $aM = a_1M_1 + a_2M_2 + a_3M_3$

Bilanțul componentului B:  $bM = b_1M_1 + b_2M_2 + b_3M_3$

Bilanțul componentului C:  $cM = c_1M_1 + c_2M_2 + c_3M_3$

Bilanțul total :  $M = M_1 + M_2 + M_3$

Soluția acestui sistem de ecuații este:

$$M_1 = M \frac{\begin{vmatrix} a & a_2 & a_3 \\ b & b_2 & b_3 \\ c & c_2 & c_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{vmatrix}}; \quad M_2 = M \frac{\begin{vmatrix} a_1 & a & a_3 \\ b_1 & b & b_3 \\ c_1 & c & c_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{vmatrix}}; \quad M_3 = M \frac{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a \\ b_1 & b_2 & b \\ c_1 & c_2 & c \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{vmatrix}}$$

Aceeași metodă poate fi extinsă și la amestecurile cuaternare și la cele cu mai mulți componenți.

**Exemplu.** O fabrică întrebunțează un acid sulfonitric cu compoziția 54%  $\text{N}_2\text{SO}_4$ , 30%  $\text{HNO}_3$  și 16%  $\text{H}_2\text{O}$ , pe care îl obține din regenerarea acidului uzat, de 70%  $\text{N}_2\text{SO}_4$ , 2,5%  $\text{HNO}_3$  și 27,5%  $\text{H}_2\text{O}$ , prin adăugare de acid azotic de 92%  $\text{HNO}_3$  și de acid sulfuric monohidrat (100%  $\text{H}_2\text{SO}_4$ ). Ce cantități trebuie amestecate pentru a obține 1 000 kg amestec?

| Compoziția amestecurilor      | $\text{H}_2\text{SO}_4$ | $\text{HNO}_3$ | $\text{H}_2\text{O}$ % |
|-------------------------------|-------------------------|----------------|------------------------|
| Amestecul (1), acid uzat:     | 70                      | 2,5            | 27,5                   |
| Amestecul (2), acid azotic:   | 0                       | 92             | 8                      |
| Amestecul (3), acid sulfuric: | 100                     | —              | —                      |
| Amestecul cerut (final):      | 54                      | 30             | 16                     |

Bilanțurile parțiale ale celor trei componenți:

— pentru  $\text{H}_2\text{SO}_4$ :  $54M = 70M_1 + 0 + 100M_3$

— pentru  $\text{HNO}_3$ :  $30M = 2,5M_1 + 92M_2 + 0$

— pentru  $\text{H}_2\text{O}$ :  $16M = 27,5M_1 + 8M_2 + 0$

unde  $M$ ,  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$  sînt cantitățile cerute de acid sulfonitric (uzat), de acid azotic și de acid sulfuric pentru a obține cantitatea de 1 000 kg de acid sulfonitric (regenerat).

Soluția sistemului este:

$$M_1 = M \begin{vmatrix} 54 & 0 & 100 \\ 30 & 92 & 0 \\ 16 & 8 & 0 \end{vmatrix} = 1000 \frac{100(30 \cdot 8 - 16 \cdot 92)}{100(2,5 \cdot 8 - 27,5 \cdot 92)} = 491 \text{ kg acid uzat}$$

$$M_2 = M \begin{vmatrix} 70 & 54 & 100 \\ 2,5 & 30 & 0 \\ 27,5 & 16 & 0 \end{vmatrix} = 1000 \frac{100(2,5 \cdot 16 - 27,5 \cdot 30)}{100(2,5 \cdot 8 - 27,5 \cdot 92)} = 313 \text{ kg acid azotic (92\%)}$$

$$M_3 = M \begin{vmatrix} 70 & 0 & 54 \\ 2,5 & 92 & 30 \\ 27,5 & 8 & 16 \end{vmatrix} = 1000 \frac{70(92 \cdot 16 - 8 \cdot 30) + 54(2,5 \cdot 8 - 27,5 \cdot 92)}{100(2,5 \cdot 8 - 27,5 \cdot 92)} = 196 \text{ kg acid sulfuric}$$

Verificare:  $M_1 = 491$  kg acid sulfonitric (uzat)  
 $M_2 = 313$  kg acid azotic (92%)  
 $M_3 = 196$  kg acid sulfuric (monohidrat)  
 $M = 1000$  kg acid sulfonitric (regenerat)

2.6.2.2. Graficul ternar. Graficul ternar (sau *triunghiul lui Gibbs*) servește pentru tratarea problemelor cu trei variabile a căror sumă este constantă. Compoziția unui amestec ternar  $a\%A$ ,  $b\%B$ ,  $c\%C$ , în care procentele  $a$ ,  $b$ ,  $c$  variază, îndeplinește condiția  $(a+b+c)=100$ .

Folosirea triunghiului lui Gibbs pentru calculul amestecurilor ternare este urmarea faptului că triunghiul echilateral are și el o proprietate analogă: dacă dintr-un punct  $M$  din interiorul unui triunghi echilateral se duc segmente de dreaptă, paralele cu laturile (fig. 2.14), suma lungimilor acestor segmente este constantă și egală cu lungimea laturii  $l$  a triunghiului.

Dacă laturile triunghiului se împart în 100 părți, segmentele  $a$ ,  $b$ ,  $c$  apar pe laturile triunghiului ca procente ale componentilor amestecului ternar. Forma finală a triunghiului lui Gibbs este arătată în fig. 2.15, pe care s-a însemnat punctul reprezentativ al amestecului cu 30%  $A$ , 20%  $B$  și 50%  $C$ .

Toate amestecurile posibile între trei componenți  $A$ ,  $B$ ,  $C$  sînt reprezentate prin puncte ale triunghiului echilateral; vîrfurile triunghiului reprezintă componenții în stare pură, punctele de pe laturile triunghiului reprezintă amestecurile binare între componenții de la extremitățile laturilor, iar punctele din interiorul triunghiului reprezintă amestecurile ternare.

2.6.2.3. Calculul grafic al amestecurilor ternare. Problemele referitoare la amestecurile ternare se rezolvă grafic cu ajutorul triunghiului lui Gibbs, ținînd seama și de următoarele proprietăți ale reprezentării ternare:

a) Linia  $MN$  (fig. 2.16, a), care unește punctele  $M$  și  $N$  reprezentative pentru două amestecuri ternare, este locul geometric al punctelor  $P$  reprezentînd toate amestecurile ternare  $M$  și  $N$  în toate proporțiile posibile. Raportul

dintre cantitățile  $M$  și  $N$  amestecate este egal cu raportul segmentelor opuse punctelor reprezentative (după regula pirghiei):

$$\frac{M}{N} = \frac{NP}{MP} \quad (2.73)$$

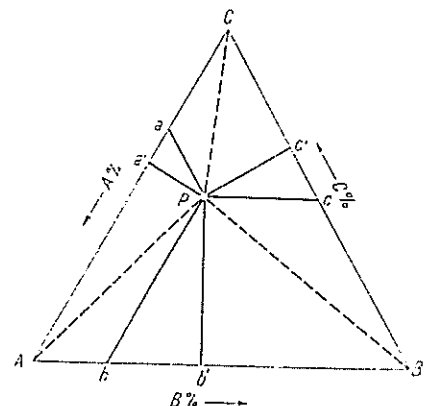


Fig. 2.14. Proprietatea  $a+b+c=l$  a triunghiului echilateral.

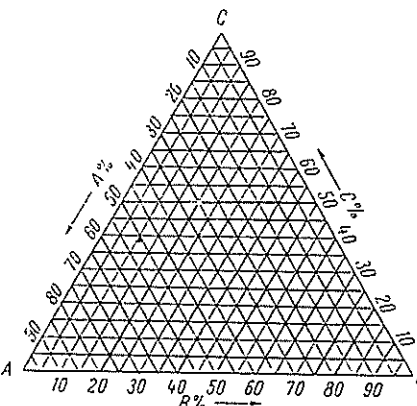


Fig. 2.15. Triunghiul lui Gibbs.

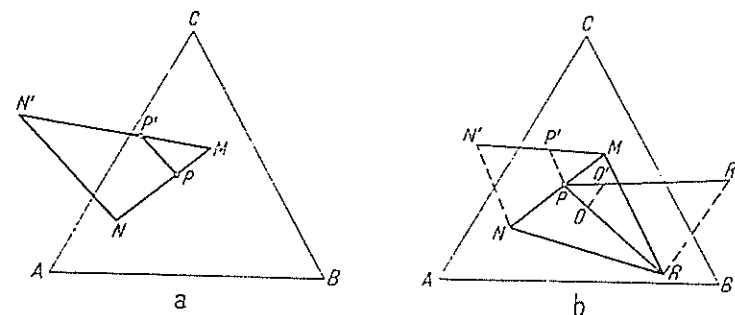


Fig. 2.16. Calculul grafic al amestecurilor ternare.

Cînd se cer cantitățile  $M$  și  $N$  inițiale pentru a obține o cantitate dată de amestec final  $P$ , se aplică construcția grafică indicată în fig. 2.16, a: din punctul  $M$  se duce o dreaptă oarecare de lungime  $MN'$ , proporțională — într-un raport simplu — cu cantitatea  $P$ ; se unește  $N$  și  $N'$  și se duce prin  $P$  o paralelă  $PP'$  la dreapta  $NN'$ . Punctul  $P'$  împarte dreapta  $MN'$  în părți proporționale cu cantitățile  $M$  și  $N$  care trebuie amestecate, deoarece

$$\frac{NP}{MP} = \frac{N'P'}{MP'} = \frac{M}{N}$$

Această construcție are avantajul că lungimile sînt într-un raport simplu față de cantități, care pot fi — deci — măsurate direct pe grafic.

## Bilanțul termic

## 3.1. Bilanțul energiilor

Bilanțul materialelor servește la urmărirea circulației materialelor printr-o instalație, la stabilirea randamentului de materiale și la dimensionarea aparatelor.

Bilanțul energiilor aduce servicii asemănătoare în privința energiilor care intervin într-o instalație sau într-un proces tehnologic. El este o aplicație a principiului conservării energiei.

Bilanțul energiilor se definește prin ecuația (3.1), după ce s-a delimitat domeniul (instalația, aparatul sau porțiunea din aparat) pentru care se stabilește bilanțul;

$$\Sigma E_i + \Sigma E_a = \Sigma E_r + \Sigma E_e \quad (3.1)$$

unde:

- $\Sigma E_i$  — suma energiilor care intră în sistemul considerat;
- $\Sigma E_a$  — suma energiilor care se află în sistem, în momentul inițial al intervalului de timp pentru care se întocmește bilanțul;
- $\Sigma E_r$  — suma energiilor care rămân în sistem, în momentul final al duratei pentru care se întocmește bilanțul;
- $\Sigma E_e$  — suma energiilor ieșite din sistem.

Bilanțul energiilor se întocmește pentru o durată determinată: durata prelucrării unei șarje la procesele discontinue, pentru unitatea de timp (oră, zi, an) la procesele continue.

Diferența

$$\Sigma E_r - \Sigma E_a = \Sigma E_i - \Sigma E_e \quad (3.2)$$

este *acumularea de energie*. Acumularea de energie, ca și acumularea de materiale, este nulă la procesele în regim staționar.

Și pentru energie există un *bilanț total* sau *general* pentru întreaga instalație și *bilanțuri parțiale* pentru un singur aparat sau numai pentru o porțiune dintr-un aparat, de exemplu pentru un taler al unei coloane de rectificare. Deoarece energiile se transformă cu ușurință între ele, nu există aici bilanțuri parțiale referitoare la un singur fel de energie, așa cum sînt bilanțurile parțiale de materiale pentru un singur element chimic sau pentru un singur compus.

Bilanțul energiilor, fiind expresia principiului conservării energiei, este — ca și bilanțul materialelor — o relație de conservare.

b) Problema generală a amestecurilor ternare se pune în modul următor: fiind date trei amestecuri ternare, să se găsească cantitățile  $M$ ,  $N$ ,  $R$ , care trebuie amestecate pentru a obține un amestec final  $O$  de o compoziție dată.

Problema se rezolvă astfel: în triunghiul lui Gibbs se fixează (fig. 2.16, b) punctele reprezentative ale amestecurilor  $M$ ,  $N$ ,  $R$  și  $O$ . Se duce dreapta care unește  $R$  cu  $O$  și se prelungește pînă la dreapta  $\overline{MN}$ . Procentele din amestecurile  $M$ ,  $N$ ,  $R$  necesare pentru a obține amestecul  $O$  sînt:

$$M\% = 100 \cdot \frac{\overline{NP}}{\overline{MN}}, \quad N\% = 100 \cdot \frac{\overline{MP}}{\overline{MN}}, \quad R\% = \frac{\overline{OP}}{\overline{RP}}$$

*Demonstrație:* amestecurile posibile între  $M$  și  $N$  reprezentate prin punctele situate pe segmentul  $\overline{MN}$ ; unul dintre aceste amestecuri este cel corespunzător punctului  $P$  la intersecția dreptei  $\overline{OR}$  cu dreapta  $\overline{MN}$ ; amestecul final  $O$  poate fi considerat ca rezultînd din amestecarea lui  $P$  cu  $R$ .

Cînd cantitatea de amestec final  $O$  este impusă, cantitățile  $M$ ,  $N$ ,  $R$  pot fi deduse prin repetarea, de două ori, a construcției precedente. Din punctul  $P$  (fig. 2.16, b) se duce o dreaptă oarecare  $\overline{PR'}$  a cărei lungime este în raport simplu față de cantitatea de amestec final cerută; se unește  $R$  cu  $R'$  și se duce prin  $O$  paralela  $\overline{OR'}$  cu  $\overline{RR'}$ . Cantitatea de amestec  $R$  este dată la scara aleasă, de lungimea  $\overline{PO'}$ . Lungimea  $\overline{OR'}$  reprezintă cantitatea de amestec  $P$  (format din amestecarea lui  $M$  cu  $N$ ). Din punctul  $M$  se duce o dreaptă oarecare pe care se măsoară segmentul  $\overline{MN'}$ , egal cu  $\overline{OR'}$ , se unește  $N$  cu  $N'$  și se duce, din  $P$ , paralela  $\overline{PP'}$  la  $\overline{NN'}$ ; lungimea  $\overline{P'M}$  dă, la scară, cantitatea de amestec  $N$ , iar lungimea  $\overline{P'N'}$  cantitatea de amestec  $M$ .

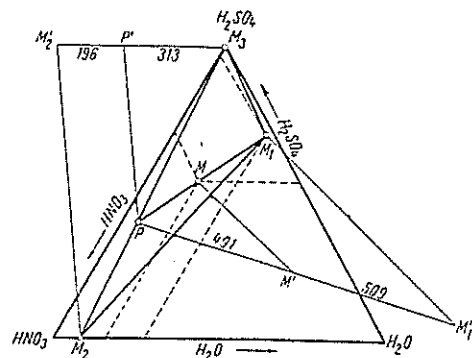


Fig. 2.17. Rezolvarea exemplului de la pag. 103.

Exemplu. Figura 2.17 prezintă rezolvarea grafică a exemplului de la pag. 103.

<sup>1</sup> Bibliografia la pag. 158.

În bilanț intervin următoarele energii:

— *energia potențială sau energia de poziție*  $E_p$ , rezultată din poziția pe verticală a corpurilor, în raport cu un plan orizontal (arbitrar) de referință:

$$E_p = mgz; \quad (3.3)$$

— *energia cinetică sau energia de mișcare*  $E_c$ , corespunzătoare mișcării corpurilor:

$$E_c = \frac{1}{2} mw^2; \quad (3.4)$$

— *energia internă*, reprezentând o proprietate intrinsecă a corpurilor, funcție de natura, starea și cantitatea lor:

$$U = mu; \quad (3.5)$$

— *alte energii*: energia de suprafață, energia electrică, energie magnetică, energia luminoasă etc.; aceste energii sînt, de obicei, neglijabile în problemele curente;

— *lucrul exterior sau energia de presiune* efectuată de mediul exterior pentru a introduce un fluid în

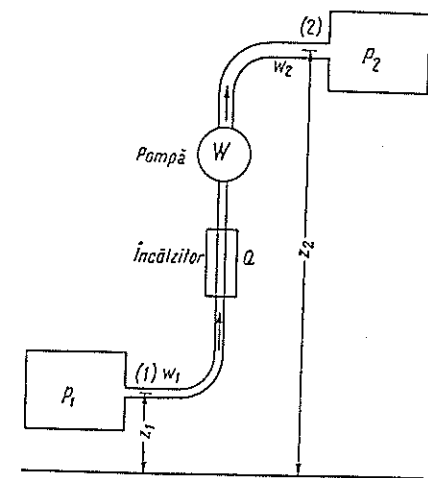


Fig. 3.1. Bilanțul de energii într-o conductă.

sistem sau produs de sistem, pentru a evacua un fluid în contra presiunii mediului exterior;

$$L_e = \int_0^V p \, dV = mp \int_0^v dv = mpv; \quad (3.6)$$

— *energia mecanică*  $W$ , introdusă în sistem, de exemplu printr-o pompă, printr-un agitator;

— *căldura*  $Q$ , introdusă din exterior, de exemplu prin pereții unui rezervor.

În ecuațiile (3.3)–(3.6), notațiile au următoarele semnificații:

$m$  este masa;

$g$  — accelerația gravitațională;

$z$  — înălțimea (distanța la un plan orizontal de referință);

$w$  — viteza;

$u$  — intergia internă masică (a unității de masă);

$p$  — presiunea;

$V$  — volumul masei  $m$ ;

$v$  — volumul specific (pe unitatea de masă).

De exemplu, bilanțul energiilor pentru porțiunea de conductă dintre punctele (1) și (2), schițată în fig. 3.1 și prevăzută cu o pompă și un încălzitor,

prin care curge, în regim staționar, un fluid, cuprinde energiile din tabelul de mai jos:

| Energia       | la intrare | la ieșire  |
|---------------|------------|------------|
| — potențială  | $mgz_1$    | $mgz_2$    |
| — cinetică    | $mw_1^2/2$ | $mw_2^2/2$ |
| — internă     | $mu_1$     | $mu_2$     |
| — de presiune | $mp_1v_1$  | $mp_2v_2$  |
| — mecanică    |            | $W$        |
| — căldură     |            | $Q$        |

Pentru acest caz, bilanțul energiilor este deci:

$$m \left[ g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2) + (u_1 - u_2) + (p_1v_1 - p_2v_2) \right] + W + Q = 0 \quad (3.7)$$

Această relație va fi reluată — sub forma ecuației lui *Bernoulli* — la capitolul 8.

### 3.2. Bilanțul termic

Pentru majoritatea aplicațiilor tehnice, bilanțul energiilor se simplifică la forma cunoscută sub numele de *bilanț termic*.

Simplificarea constă în:

- neglijarea lucrului mecanic, care numai rareori are rol important, și
- neglijarea diferenței

$$(\Sigma E_p - \Sigma E_c)_i - (\Sigma E_p - \Sigma E_c)_e$$

dintre suma energiilor potențiale și energiilor cinetice la intrare (indicele  $i$ ) și la ieșire (indicele  $e$ ).

Cu această simplificare, și introducând entalpia (prin ecuația de definiție  $h = u + pv$ ), relația de bilanț termic devine:

$$(mh)_i + (mh)_a + Q = (mh)_r + (mh)_e \quad (3.8)$$

unde indicii au semnificațiile celor din ecuația (3.1).

Un bilanț termic se întocmește în modul următor:

- 1) se delimitează sistemul (incinta) pentru care se face bilanțul;
- 2) se fixează intervalul de timp pentru care se întocmește bilanțul;
- 3) pe baza bilanțului de materiale, se determină cantitățile (sau debitele) de materiale care intervin;
- 4) se precizează starea materialelor (starea fizică, temperatura, presiunea, concentrația);
- 5) se calculează entalpiile (pe unitatea de masă) ale materialelor în stările fixate (la punctul 4). Pentru calculul entalpiilor v. cap. 3.5.1. Când în incinta pentru care se întocmește bilanțul termic, se dezvoltă reacții chimice, în entalpia fiecărei substanțe se ține seamă și de entalpia de formare; când toate substanțele sînt organice, se include entalpia de combustie a substanței respective (în locul entalpiei de formare);



6) se înmulțesc entalpiile respective (calculate la punctul 5) cu cantitățile sau debitele stabilite la punctul 2;

7) se determină căldura  $Q$  transmisă prin incinta sistemului (prin suprafețe care delimitează sistemul), v. cap. 18 vol. II;

8) cu datele astfel obținute se întocmește bilanțul termic, în conformitate cu ecuația (3.8).

În sistemele în care intervin viteze mari ale fluidelor sau în care lucrul mecanic al pompelor, agitatoarelor și turbinelor nu este neglijabil, calculul simplificat are aproximații mari.

### 3.2.1. Bilanțul termic net

În bilanțul termic — întocmit după ecuația (3.8) — entalpiile materialelor sînt socotite (v. cap. 3.5.1) în raport cu temperatura standard ( $0^\circ\text{C}$ ) și cu starea fizică obișnuită la această temperatură.

De multe ori este preferabil să se lucreze cu bilanțul termic net, în care entalpiile materialelor sînt raportate la o temperatură de referință convenabilă, dar bine precizată, de obicei temperatura din aparat, cînd aceasta poate fi considerată constantă. Această schimbare revine a înlocui, în ecuația (3.8), entalpiile  $h$  prin  $\Delta h$ , definit prin:

$$\Delta h = h - h_r, \quad (3.9)$$

$h_r$  fiind entalpia la temperatura de referință.

Pentru bilanțul termic net, ecuația (3.8) devine:

$$\Sigma(m\Delta h)_r + \Sigma(m\Delta h)_a + Q = \Sigma(m\Delta h)_r + \Sigma(m\Delta h)_e \quad (3.10)$$

*Exemplu.* Să se calculeze debitul apei de răcire necesar unui condensator de amestec (fig. 3.2). Calculul se va face folosind întîi bilanțul termic obișnuit și apoi bilanțul termic net. În condensator intră  $V$  kg/h vapori de apă saturați, la presiunea  $p_e$  și  $R$  kg/h apă de răcire la temperatura  $t_r$ .

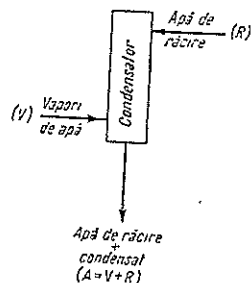


Fig. 3.2. Schema unui condensator de amestec.

Din condensator iese  $A = V + R$  kg/h amestec de apă de răcire și apă rezultată din condensarea vaporilor, cu temperatura  $t_e$ , egală cu temperatura de fierbere a apei la presiunea  $p_e$  din condensator.

Neglijînd pierderile de căldură prin pereții condensatorului, bilanțul termic este, conform ecuației (3.8),

$$Vh_v + Rh_r = (V + R)h_e \quad (3.11)$$

în care entalpiile fluidelor, așa cum se va arăta la calculul entalpiilor (v. cap. 3.5.1), sînt:

— entalpia vaporilor:  $h_v = c_v t_e + r$

— entalpia apei de răcire:  $h_r = c_a t_r$

— entalpia apei la ieșire:  $h_e = c_a t_e$

unde:

$c_a$  este căldura masică a apei;

$r$  — căldura de vaporizare a apei la temperatura din condensator.

Ecuația de bilanț devine

$$V(c_v t_e + r) + Rc_a t_r = (V + R)c_a t_e \quad (3.12)$$

Alegînd ca temperatură de referință temperatura  $t_e$  din condensator, bilanțul termic net, după ecuația (3.10) apare în forma:

$$V(\Delta h)_v + R(\Delta h)_r = (V + R)(\Delta h)_e \quad (3.13)$$

în care

$$(\Delta h)_v = r; (\Delta h)_r = c_a(t_r - t_e); (\Delta h)_e = 0.$$

Cu aceste valori ecuația, bilanțului termic net devine:

$$V_r + Rc_a(t_r - t_e) = 0 \quad (3.14)$$

Oricare ar fi forma bilanțului termic (3.12) sau (3.14), rezultatul este identic:

$$R = \frac{V}{c_a(t_e - t_r)} \quad (3.15)$$

În continuarea acestui capitol se dau cîteva indicații sumare asupra calculului căldurilor sensibile, al căldurilor latente și al lucrului mecanic, necesare pentru întocmirea bilanțului energiilor și bilanțului termic.

### 3.3. Călduri sensibile

Căldurile sensibile sînt cele care implică o variație de temperatură a corpului, fără schimbarea stării lui fizice. Pentru intervale mici de temperatură, căldurile sensibile sînt proporționale cu creșterea temperaturii:

$$dQ = C dt$$

unde  $C$  este *capacitatea calorică*, definită ca acea cantitate de căldură care ridică cu un grad temperatura corpului sau sistemului (omogen sau eterogen) considerat. Capacitatea calorică este o proprietate extensivă, adică proporțională cu cantitatea de materie:

$$C = cM \quad (3.16)$$

unde  $M$  este cantitatea de materie (kg,  $\text{m}^3$ , mol), iar  $c$  este un factor de proporționalitate, caracteristic fiecărei substanțe și fiecărei stări fizice de agregare, numit *căldură masică (reală)* dacă  $M$  este dat în kg și *căldură molară (reală)* cînd  $M$  este dat în mol.

Capacitatea calorică se exprimă în J/K sau în  $\text{cal/K}^1$ ; factorul de transformare este

$$1 \text{ kilocalorie} = 4,1868 \text{ kilojoule}$$

<sup>1)</sup> Deoarece exprimarea căldurii în calorii încă mai este folosită curent, vom da valorile căldurilor, atît în jouli, cît și în calorii.

sau

1 kilojoule = 0,2388 kilocalorie  
Căldura molară se exprimă în J/(mol·K) respectiv cal/(mol·K).  
Din ecuațiile (3.15) și (3.16) rezultă ecuația

$$dQ = cM dt \quad (3.17)$$

cunoscută ca *ecuație calorimetrică*.

Căldurile masice și molare variază cu temperatura. Pentru a determina căldura absorbită sau cedată când corpul este încălzit sau răcit, adică în cazurile când diferența de temperatură între începutul și sfârșitul procesului are o valoare finită, trebuie să se integreze ecuația (3.17):

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} c dt. \quad (3.18)$$

Integrarea este condiționată de cunoașterea dependenței căldurii masice de temperatură.

Din cauză că în tehnică intervin frecvent calcule de călduri sensibile, este preferabil să se înlocuiască integrala (3.18) cu o ecuație simplă de proporționalitate între căldura sensibilă și diferența de temperatură, adică o relație de forma

$$Q = c_m \int_{t_1}^{t_2} M(t_2 - t_1) \quad (3.19)$$

în care  $|c_m|_{t_1}^{t_2}$  este un factor de proporționalitate numit *căldură masică medie* între temperaturile  $t_1$  și  $t_2$ . Când  $M$  este exprimat în moli,  $|c_m|_{t_1}^{t_2}$  este căldura molară medie. Ecuația de definiție a căldurii masice sau molare medii, dedusă din ecuațiile (3.18) și (3.19) este

$$|c_m|_{t_1}^{t_2} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} c dt}{t_2 - t_1} \quad (3.20)$$

Integrala se rezolvă cunoscând funcția după care căldura masică variază cu temperatura; de exemplu, dacă

$$c = \alpha + \beta t + \gamma t^2 \quad (3.21)$$

unde  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  sint coeficienți caracteristici fiecărei substanțe (v. tabelele 3.4, A și B), se obține

$$|c_m|_{t_1}^{t_2} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} (\alpha + \beta t + \gamma t^2) dt}{t_2 - t_1} = \frac{\alpha(t_2 - t_1) + \frac{\beta}{2}(t_2^2 - t_1^2) + \frac{\gamma}{3}(t_2^3 - t_1^3)}{t_2 - t_1} \quad (3.22)$$

cu rezultatul

$$|c_m|_{t_1}^{t_2} = \alpha + \frac{\beta}{2}(t_2 - t_1) + \frac{\gamma}{3}(t_2^2 + t_1 t_2 + t_1^2) \quad (3.23)$$

Pentru căldura masică medie între 0 și  $t$ ,

$$|c_m|_0^t = \alpha + \frac{\beta}{2}t + \frac{\gamma}{3}t^2 \quad (3.24)$$

Introducînd acest rezultat în ecuația (3.22) se obține ecuația

$$|c_m|_{t_1}^{t_2} = \frac{|c_m|_0^{t_2} - |c_m|_0^{t_1}}{t_2 - t_1} \quad (3.25)$$

mai ușor de aplicat, pentru că folosește călduri masice medii între temperatura 0°C și temperatura  $t_1$  sau  $t_2$  care, pentru substanțele mai des întâlnite, se găsesc în tabele (de exemplu, tabelul 3.6 pentru gazele curențe).

Figura 3.3 pune mai bine în evidență deosebirea dintre căldura masică (reală) și căldura masică medie. Curba  $c$  arată variația căldurii masice reale cu temperatura. Pentru încălzirea unui corp de la  $t_1$  la  $t_2$  este nevoie de o căldură proporțională cu aria (hașurată) care reprezintă integrala  $A = \int_{t_1}^{t_2} c dt$  în intervalul  $t_1, t_2$ . Aceași căldură corespunde ariei dreptunghiului avînd baza egală cu  $(t_2 - t_1)$  și înălțimea  $|c_m|_{t_1}^{t_2}$ , astfel fixată încît aria dreptunghiului să fie echivalentă cu aria  $A$ , adică

$$|c_m|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \equiv \int_{t_1}^{t_2} c dt = A \quad (3.26)$$

identică cu ecuația (3.20).

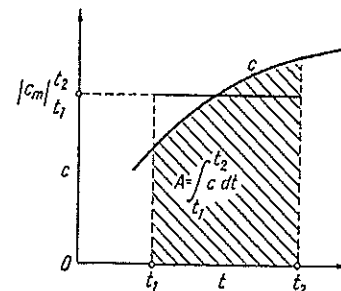


Fig. 3.3. Relația dintre căldura masică reală și căldura masică medie.

### 3.3.1. Călduri masice pentru corpuri solide

După regula lui Dulong și Petit, căldura, pe atom gram a elementelor solide cristalizate, este egală cu 26 J/(atom·g·K) = 6,2 cal/(atom·g·K). Această regulă simplă se poate aplica, cu aproximație, numai elementelor solide cu masa atomică mai mare decât 40 g/atom-g și la temperaturi de peste 20°C.

Carbonul, borul, siliciul, fosforul și sulfurul au călduri pe atom-gram mai mici decât indică regula de mai sus.

Căldurile pe atom-gram cresc cu temperatura, tinzînd — pentru elementele solide — către valoarea 26 J/(atom·g·K) și către valoarea zero la temperatura de zero absolut.

Pentru compuși solizi se poate aplica, atunci când nu sînt disponibile date mai exacte, *regula lui Kopp* (cu totul aproximativă): *căldura molară a unui compus solid este egală cu suma căldurilor pe atom-gram ale componenților* (cu datele din tabelul 3.1).

Căldurile pe atom-gram pentru regula lui Kopp Tabelul 3.1

| Elementele           | C                 | H   | B   | Si   | O    | F    | P    | S    | Celelalte |
|----------------------|-------------------|-----|-----|------|------|------|------|------|-----------|
| Căldura pe atom-gram | J<br>atom-g · K   | 7,5 | 9,6 | 11,3 | 17,9 | 16,8 | 20,9 | 22,6 | 26,0      |
|                      | cal<br>atom-g · K | 1,8 | 2,3 | 2,7  | 3,8  | 4,0  | 5,0  | 5,4  | 6,2       |

Călduri masice pentru câteva materiale solide Tabelul 3.2

| Materialul | Temp.<br>°C | Căldura masică |               | Materialul | Temp.<br>°C | Căldura masică |               |
|------------|-------------|----------------|---------------|------------|-------------|----------------|---------------|
|            |             | kJ/(kg · K)    | kcal/(kg · K) |            |             | kJ/(kg · K)    | kcal/(kg · K) |
| Aluminiu   | 0-100       | 0,949          | 0,217         | Asbest     | 20          | 0,80           | 0,19          |
| Plumb      | 0-100       | 0,130          | 0,031         | Cenușă     | 20          | 0,80           | 0,19          |
| Fier (pur) | 0-100       | 0,465          | 0,111         | Asfalt     | 20          | 0,92           | 0,22          |
| Carbon     | 0-100       | 0,795          | 0,190         | Beton      | 20          | 0,88           | 0,21          |
| Cupru      | 0-100       | 0,389          | 0,093         | Gheață     | 20          | 2,060          | 0,492         |
| Oțel       | 20          | 0,447          | 0,114         | Sticlă     | 20          | 0,774          | 0,185         |
| Fontă      | 20          | 0,540          | 0,129         | Lemn       | 20          | 2,38           | 0,57          |
| Sulf       | 20          | 0,720          | 0,172         | Cărbămizi  | 20          | 0,84           | 0,20          |
| Cuarț      | 0-100       | 0,783          | 0,187         | Cocs       | 20          | 0,84           | 0,20          |
| Parafină   | 0-100       | 2,1            | 0,5           | Argilă     | 20          | 0,88           | 0,21          |

### 3.3.2. Călduri masice pentru gaze

Un bilanț al energiilor pentru un sistem încălzit arată că energia calorică necesară încălzirii este egală cu creșterea energiei interne  $U$ , plus lucrul mecanic executat de sistem pentru creșterea volumului  $V$  la presiunea  $p$  sub care se găsește sistemul, adică, pentru o variație elementară,

$$dQ = dU + pdV \quad (3.27)$$

Cînd variația de volum este nulă, deci atunci cînd încălzirea se face la volum constant, de exemplu într-un recipient închis, căldura masică, numită în acest caz *căldura masică* (respectiv *căldură molară*) la volum constant, este

$$C_v = \left( \frac{dQ}{dT} \right)_v = \frac{dU}{dT} \quad (3.28)$$

Dacă încălzirea se face la presiune constantă, de exemplu într-un recipient în contact cu atmosfera, intervine *căldura masică* (respectiv *căldură molară*) la presiune constantă:

$$C_p = \left( \frac{dQ}{dT} \right)_p = \frac{dU}{dT} + p \frac{dV}{dT} = \left[ \frac{d(U + pV)}{dT} \right]_p \quad (3.29)$$

și pentru că  $(U + pV)$  este entalpia  $H$  a corpului, rezultă

$$C_p = \frac{dH}{dT} \quad (3.30)$$

Căldurile sînt masice sau molare după cum mărimile extensive  $Q$ ,  $U$ ,  $V$ ,  $H$  se referă la un kilogram sau la un mol de substanță.

În problemele tehnice intervine și raportul  $\alpha$  dintre căldura masică la presiune constantă și căldura masică la volum constant:

$$\alpha = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.31)$$

3.3.2.1. Căldurile molare ale gazelor perfecte. Din ecuația gazelor ideale  $pV = RT$  se deduce, la presiune constantă,

$$pdV = R dt \quad (3.32)$$

de unde împreună cu ecuațiile (3.28) și (3.29)

$$C_p - C_v = R \quad (3.33)$$

Pe baza teoriei cinetice a gazelor perfecte s-a calculat energia lor internă și — apoi — cu ajutorul ecuațiilor (3.28), (3.31) și (3.33), căldurile masice și raportul căldurilor masice. Rezultatele sînt arătate în tabelul 3.3. Căldurile molare și cele masice ale gazelor perfecte nu variază cu temperatura.

$U$ ,  $C_v$ ,  $C_p$ ,  $\alpha$  pentru gaze ideale Tabelul 3.3

| Constanta | Gaze ideale  |                             |                             |
|-----------|--------------|-----------------------------|-----------------------------|
|           | monoatomice  | biatomice                   | triatomice                  |
| $U$       | cal/mol      | $\frac{3}{2} RT \approx 3T$ | $\frac{5}{2} RT \approx 5T$ |
|           | J/mol        | 12,6T                       | 20,9T                       |
| $C_v$     | cal/mol · K  | $\frac{3}{2} R \approx 3$   | $\frac{5}{2} R \approx 5$   |
|           | J/mol · K    | 12,6                        | 20,9                        |
| $C_p$     | cal/mol · K  | $\frac{5}{2} R \approx 5$   | $\frac{7}{2} R \approx 7$   |
|           | J/mol · K    | 20,9                        | 29,3                        |
| $\alpha$  | adimensional | $\frac{5}{3} = 1,67$        | $\frac{7}{5} = 1,40$        |

3.3.2.2. Pentru gazele reale, căldurile molare și căldurile masice cresc cu complexitatea moleculei. Gazele cu constituție moleculară analoagă au căldurile molare apropiate între ele. Căldurile masice și molare variază cu temperatura; variația cu temperatura este și ea practic aceeași pentru gazele cu constituție moleculară asemănătoare, și poate fi exprimată prin ecuația

$$C_p = \alpha + \beta t + \gamma t^2 \quad (3.34)$$

în care  $\alpha, \beta, \gamma$  sînt coeficienți deduși din determinări experimentale (tabelele 3.4 A și 3.4 B).

Tabelul 3.4 A

Căldura molară la presiune constantă a gazelor

Deasupra coeficienții  $C_p = \alpha + \beta T + \gamma T^2$  (cu  $T$  în K) }  
Dedesubt coeficienții  $C_p = \alpha + \beta t + \gamma t^2$  (cu  $t$  în °C) }  $J/(\text{mol} \cdot K)$

| Gazul                                                                       | Coeficienții   |                    |                   | Aplicabilitate |             |
|-----------------------------------------------------------------------------|----------------|--------------------|-------------------|----------------|-------------|
|                                                                             | $\alpha$       | $\beta \cdot 10^3$ | $\gamma \cdot 10$ | între °C       | cu eroare % |
| Gaze monoatomice: gaze rare, vapori metalici                                | 20,84<br>20,84 | 0<br>0             | 0<br>0            |                |             |
| N <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , Aer, CO, NO, HCl, Al, HBr, F <sub>2</sub> | 28,31<br>29,03 | 2,54<br>2,83       | 0,54<br>0,54      | 0—2 200        | 1,5         |
| H <sub>2</sub> , HF                                                         | 28,68<br>29,07 | 1,17<br>1,68       | 0,92<br>0,92      | 0—2 200        | 1,5         |
| H <sub>2</sub> O                                                            | 34,41<br>34,81 | 0,724<br>3,698     | 5,4<br>5,4        | 0—2 200        | 1,5         |
| NH <sub>3</sub>                                                             | 28,05<br>35,26 | 26,4<br>26,4       | 0<br>0            | 0—500          | 1,5         |
| H <sub>2</sub> S                                                            | 30,14<br>34,27 | 15,1<br>15,1       | 0<br>0            | 0—300          | 5—10        |
| Cl <sub>2</sub> , S <sub>2</sub>                                            | 35,92<br>36,25 | 1,3<br>1,3         | 0<br>0            | 0—2 200        | 5           |
| CO <sub>2</sub> , SO <sub>2</sub>                                           | 32,23<br>38,04 | 22,2<br>20,1       | —3,48<br>—3,48    | 0—2 200        | 2,5         |
| CH <sub>4</sub>                                                             | 24,71<br>39,11 | 40,2<br>40,2       | 0<br>0            | —100—150       | 5           |

Tabelele 3.5 A și 3.5 B prezintă căldurile molare medii  $c_m^t$  între 0°C și temperatura  $t$  pentru gazele care intervin mai des în tehnică, iar tabelele 3.6 A și 3.6 B, căldura molară a vaporilor de apă supraîncălziți

Căldura molară la presiune constantă a gazelor

Tabelul 3.4 B

Deasupra coeficienții  $C_p = \alpha + \beta T + \gamma T^2$  (cu  $T$  în K) }  
Dedesubt coeficienții  $C_p = \alpha + \beta t + \gamma t^2$  (cu  $t$  în °C) }  $\text{cal}/(\text{mol} \cdot K)$

| Gazul                                                                       | Coeficienții   |                    |                     | Aplicabilitate |             |
|-----------------------------------------------------------------------------|----------------|--------------------|---------------------|----------------|-------------|
|                                                                             | $\alpha$       | $\beta \cdot 10^3$ | $\gamma \cdot 10^4$ | între °C       | cu eroare % |
| Gaze monoatomice gaze rare, vapori metalici                                 | 4,98<br>4,98   | 0<br>0             | 0<br>0              |                |             |
| N <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , Aer, CO, NO, HCl, HI, NBr, F <sub>2</sub> | 6,761<br>6,935 | 0,606<br>0,677     | 0,13<br>0,13        | 0—2 200        | 1,5         |
| N <sub>2</sub> , HF                                                         | 6,850<br>6,943 | 0,28<br>0,40       | 0,22<br>0,22        | 0—2200         | 1,5         |
| H <sub>2</sub> O                                                            | 8,217<br>8,316 | 0,173<br>0,883     | 1,3<br>1,3          | 0—2200         | 1,5         |
| NH <sub>3</sub>                                                             | 6,70<br>8,42   | 6,3<br>6,3         | 0<br>0              | 0—500          | 1,5         |
| H <sub>2</sub> S                                                            | 7,199<br>8,183 | 3,6<br>3,6         | 0<br>0              | 0—300          | 5—10        |
| Cl <sub>2</sub> , S <sub>2</sub>                                            | 8,58<br>8,66   | 0,3<br>0,3         | 0<br>0              | 0—220          | 5           |
| CO <sub>2</sub> , SO <sub>2</sub>                                           | 7,713<br>9,085 | 5,3<br>4,8         | —0,83<br>—0,83      | 0—2 200        | 2,5         |
| CH <sub>4</sub>                                                             | 5,90<br>8,52   | 9,6<br>0,6         | 0<br>0              | —100—150       | 5           |

Tabelul 3.5 A

Căldura molară medie la presiune normală a gazelor, în kJ/(kmol · K)

| t°C   | H <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | O <sub>2</sub> | CO   | Aer  | H <sub>2</sub> O | CO <sub>2</sub> | CH <sub>4</sub> | C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> | C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> |
|-------|----------------|----------------|----------------|------|------|------------------|-----------------|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|
| 0     | 28,7           | 29,1           | 29,3           | 29,1 | 29,1 | 33,4             | 36,9            | 34,5            | 42,7                          | 42,4                          |
| 100   | 29,0           | 29,2           | 29,5           | 29,2 | 29,2 | 33,6             | 38,4            | 36,3            | 47,2                          | 46,1                          |
| 200   | 29,1           | 29,3           | 29,9           | 29,4 | 29,4 | 34,0             | 40,4            | 39,4            | 52,2                          | 49,8                          |
| 300   | 29,2           | 29,5           | 30,4           | 29,6 | 29,6 | 34,4             | 42,1            | 42,3            | 56,7                          | 51,3                          |
| 400   | 29,2           | 29,7           | 30,9           | 29,8 | 29,9 | 34,9             | 43,6            | 45,1            | 61,0                          | 53,2                          |
| 500   | 29,3           | 29,9           | 31,4           | 30,1 | 30,2 | 35,4             | 45,0            | 47,8            | 64,9                          | 54,9                          |
| 600   | 29,4           | 30,2           | 31,8           | 30,4 | 30,4 | 35,8             | 46,2            | 50,4            | 68,4                          | 56,4                          |
| 700   | 29,5           | 30,5           | 32,1           | 30,7 | 30,7 | 36,6             | 47,2            | 52,8            | 71,5                          | 57,8                          |
| 800   | 29,6           | 30,8           | 32,5           | 31,1 | 31,1 | 37,2             | 48,2            | 55,2            | 75,0                          | 59,1                          |
| 900   | 29,7           | 31,1           | 32,9           | 31,4 | 31,4 | 37,9             | 49,0            | 57,3            | 77,3                          | 60,3                          |
| 1 000 | 29,8           | 31,4           | 33,2           | 31,7 | 31,7 | 38,4             | 49,8            | 59,4            | 79,9                          | 61,4                          |

*Tabelul 3.5 B (continuare)*

| $t\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\text{H}_2$ | $\text{N}_2$ | $\text{O}_2$ | $\text{CO}$ | $\text{Aer}$ | $\text{H}_2\text{O}$ | $\text{CO}_2$ | $\text{CH}_4$ | $\text{C}_2\text{H}_4$ | $\text{C}_2\text{H}_2$ |
|-----------------------------|--------------|--------------|--------------|-------------|--------------|----------------------|---------------|---------------|------------------------|------------------------|
| 1 100                       | 29,9         | 31,7         | 33,4         | 32,0        | 31,9         | 39,0                 | 50,5          |               |                        |                        |
| 1 200                       | 30,1         | 31,9         | 33,7         | 32,3        | 32,2         | 39,6                 | 51,0          |               |                        |                        |
| 1 300                       | 30,3         | 32,1         | 34,0         | 32,5        | 32,4         | 40,1                 | 51,6          |               |                        |                        |
| 1 400                       | 30,5         | 32,4         | 34,2         | 32,7        | 32,6         | 40,7                 | 52,1          |               |                        |                        |
| 1 500                       | 30,6         | 32,6         | 34,3         | 32,9        | 32,8         | 41,2                 | 52,6          |               |                        |                        |
| 1 600                       | 30,8         | 32,8         | 34,5         | 33,1        | 33,0         | 41,7                 | 53,0          |               |                        |                        |
| 1 700                       | 31,0         | 32,9         | 34,7         | 33,2        | 33,2         | 42,2                 | 53,4          |               |                        |                        |
| 1 800                       | 31,2         | 33,1         | 34,9         | 33,4        | 33,3         | 42,7                 | 53,8          |               |                        |                        |
| 1 900                       | 31,4         | 33,2         | 35,1         | 33,6        | 33,5         | 43,1                 | 54,1          |               |                        |                        |
| 2 000                       | 31,5         | 33,4         | 35,3         | 33,7        | 33,6         | 43,6                 | 54,4          |               |                        |                        |
| 2 100                       | 31,7         | 33,6         | 35,4         | 33,9        | 33,7         | 44,1                 | 54,7          |               |                        |                        |
| 2 200                       | 31,9         | 33,7         | 35,5         | 34,0        | 33,8         | 44,4                 | 55,0          |               |                        |                        |
| 2 300                       | 32,1         | 33,8         | 35,7         | 34,1        | 34,0         | 44,8                 | 55,2          |               |                        |                        |
| 2 400                       | 32,2         | 33,9         | 35,8         | 34,3        | 34,1         | 45,2                 | 55,5          |               |                        |                        |
| 2 500                       | 32,4         | 34,0         | 36,0         | 34,4        | 34,3         | 45,5                 | 55,7          |               |                        |                        |
| 2 600                       | 32,6         | 34,2         | 36,1         | 34,5        | 34,4         | 45,9                 | 55,9          |               |                        |                        |
| 2 700                       | 32,7         | 34,3         | 36,2         | 34,6        | 34,5         | 46,2                 | 56,1          |               |                        |                        |
| 2 800                       | 32,9         | 34,4         | 36,4         | 34,7        | 34,6         | 46,5                 | 56,2          |               |                        |                        |
| 2 900                       | 33,0         | 34,5         | 36,5         | 34,8        | 34,7         | 46,8                 | 56,4          |               |                        |                        |
| 3 000                       | 33,2         | 34,6         | 36,7         | 34,9        | 34,7         | 47,0                 | 56,6          |               |                        |                        |

Tabelul 3.5 B  
(K)

Căldura molară medie la presiune normală a gazelor, în kcal/(kmol · K)

| $t^{\circ}\text{C}$ | $\text{H}_2$ | $\text{N}_2$ | $\text{O}_2$ | $\text{CO}$ | Aer  | $\text{H}_2\text{O}$ | $\text{CO}_2$ | $\text{CH}_4$ | $\text{C}_2\text{H}_4$ | $\text{C}_2\text{H}_2$ |
|---------------------|--------------|--------------|--------------|-------------|------|----------------------|---------------|---------------|------------------------|------------------------|
| 0                   | 6,86         | 6,96         | 6,99         | 6,96        | 6,94 | 7,98                 | 6,81          | 8,24          | 10,02                  | 10,13                  |
| 100                 | 6,92         | 6,97         | 7,05         | 6,97        | 6,96 | 8,03                 | 9,17          | 8,66          | 11,27                  | 11,00                  |
| 200                 | 6,95         | 7,00         | 7,15         | 7,00        | 7,01 | 8,12                 | 9,65          | 9,40          | 12,46                  | 11,67                  |
| 300                 | 6,97         | 7,04         | 7,26         | 7,06        | 7,06 | 8,22                 | 10,06         | 10,10         | 13,55                  | 12,25                  |
| 400                 | 6,98         | 7,09         | 7,38         | 7,12        | 7,13 | 8,34                 | 10,40         | 10,77         | 14,57                  | 12,70                  |
| 500                 | 6,99         | 7,15         | 7,49         | 7,19        | 7,20 | 8,47                 | 10,75         | 11,41         | 15,49                  | 13,10                  |
| 600                 | 7,01         | 7,21         | 7,59         | 7,27        | 7,27 | 8,60                 | 11,03         | 12,03         | 16,33                  | 13,47                  |
| 700                 | 7,03         | 7,27         | 7,68         | 7,34        | 7,34 | 8,74                 | 11,28         | 12,62         | 17,08                  | 13,80                  |
| 800                 | 7,06         | 7,35         | 7,77         | 7,43        | 7,42 | 8,89                 | 11,50         | 13,17         | 17,90                  | 14,12                  |
| 900                 | 7,09         | 7,42         | 7,85         | 7,50        | 7,49 | 9,04                 | 11,70         | 13,68         | 18,46                  | 14,40                  |
| 1 000               | 7,12         | 7,49         | 7,92         | 7,57        | 7,56 | 9,18                 | 11,88         | 14,17         | 19,08                  | 14,67                  |
| 1 100               | 7,15         | 7,56         | 7,98         | 7,64        | 7,62 | 9,32                 | 12,05         |               |                        |                        |
| 1 200               | 7,20         | 7,62         | 8,04         | 7,70        | 7,68 | 9,45                 | 12,19         |               |                        |                        |
| 1 300               | 7,24         | 7,67         | 8,11         | 7,76        | 7,73 | 9,58                 | 12,32         |               |                        |                        |
| 1 400               | 7,28         | 7,73         | 8,16         | 7,81        | 7,78 | 9,72                 | 12,45         |               |                        |                        |
| 1 500               | 7,32         | 7,78         | 8,20         | 7,86        | 7,84 | 9,84                 | 12,56         |               |                        |                        |
| 1 600               | 7,36         | 7,82         | 8,24         | 7,90        | 7,88 | 9,96                 | 12,66         |               |                        |                        |
| 1 700               | 7,40         | 7,86         | 8,28         | 7,94        | 7,92 | 10,09                | 12,75         |               |                        |                        |
| 1 800               | 7,45         | 7,91         | 8,33         | 7,98        | 7,96 | 10,20                | 12,84         |               |                        |                        |
| 1 900               | 7,49         | 7,94         | 8,38         | 8,02        | 7,99 | 10,30                | 12,92         |               |                        |                        |
| 2 000               | 7,53         | 7,98         | 8,42         | 8,05        | 8,03 | 10,41                | 12,99         |               |                        |                        |
| 2 100               | 7,57         | 8,01         | 8,45         | 8,09        | 8,06 | 10,52                | 13,06         |               |                        |                        |
| 2 200               | 7,62         | 8,05         | 8,48         | 8,12        | 8,08 | 10,61                | 13,13         |               |                        |                        |
| 2 300               | 7,66         | 8,08         | 8,52         | 8,15        | 8,12 | 10,71                | 13,19         |               |                        |                        |
| 2 400               | 7,70         | 8,10         | 8,56         | 8,18        | 8,14 | 10,79                | 13,24         |               |                        |                        |
| 2 500               | 7,74         | 8,14         | 8,59         | 8,21        | 8,18 | 10,87                | 13,30         |               |                        |                        |
| 2 600               | 7,78         | 8,17         | 8,63         | 8,24        | 8,20 | 10,96                | 13,34         |               |                        |                        |
| 2 700               | 7,81         | 8,19         | 8,65         | 8,26        | 8,23 | 11,03                | 13,39         |               |                        |                        |
| 2 800               | 7,85         | 8,22         | 8,68         | 8,28        | 8,25 | 11,11                | 13,43         |               |                        |                        |
| 2 900               | 7,89         | 8,24         | 8,72         | 8,30        | 8,28 | 11,18                | 14,48         |               |                        |                        |
| 3 000               | 7,92         | 8,26         | 8,76         | 8,32        | 8,29 | 11,23                | 13,52         |               |                        |                        |

**Tabelul 3.6 A**

Căldura masică reală a vaporilor de apă supraîncălziți în kcal/(kg · °C)

| $t$<br>°C | Presiunea absolută $10^5$ Pa |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|-----------|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|           | 1                            | 5     | 10    | 20    | 30    | 40    | 50    | 60    | 80    | 100   | 120   | 140   | 160   | 180   | 200   |
| 100       | 2,039                        |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 120       | 2,010                        |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 140       | 1,985                        |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 160       | 1,972                        | 2,248 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 180       | 1,968                        | 2,177 | 2,525 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 200       | 1,968                        | 2,127 | 2,382 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 220       | 1,968                        | 2,085 | 2,286 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 240       | 1,976                        | 2,077 | 2,227 | 2,855 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 260       | 1,985                        | 2,068 | 2,186 | 2,633 | 3,203 | 3,429 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 280       | 1,993                        | 2,068 | 2,160 | 2,378 | 2,672 | 3,031 | 3,756 | 4,338 |       |       |       |       |       |       |       |
| 300       | 2,005                        | 2,064 | 2,148 | 2,319 | 2,659 | 3,031 | 3,169 | 3,655 | 5,150 |       |       |       |       |       |       |
| 320       | 2,014                        | 2,068 | 2,135 | 2,282 | 2,441 | 2,646 | 2,901 | 3,203 | 4,040 | 4,744 |       |       |       |       |       |
| 340       | 2,026                        | 2,072 | 2,131 | 2,252 | 2,374 | 2,533 | 2,713 | 2,931 | 3,500 | 4,405 | 5,887 | 8,972 | 7,792 | 13,52 |       |
| 360       | 2,039                        | 2,077 | 2,137 | 2,232 | 2,332 | 2,458 | 2,596 | 2,751 | 3,144 | 3,751 | 4,492 | 5,661 | 5,388 | 6,820 | 9,383 |
| 380       | 2,052                        | 2,085 | 2,127 | 2,215 | 2,307 | 2,403 | 2,512 | 2,625 | 2,910 | 3,282 | 3,707 | 4,451 | 4,375 | 5,112 | 6,129 |
| 400       | 2,060                        | 2,089 | 2,119 | 2,190 | 2,269 | 2,357 | 2,449 | 2,546 | 2,772 | 3,044 | 3,395 | 3,814 | 3,471 | 4,275 | 4,861 |
| 420       | 2,077                        | 2,098 | 2,127 | 2,180 | 2,252 | 2,324 | 2,403 | 2,487 | 2,675 | 2,893 | 3,157 | 3,471 | 3,823 | 4,275 | 4,861 |
| 440       | 2,085                        | 2,106 | 2,135 | 2,190 | 2,244 | 2,307 | 2,370 | 2,437 | 2,596 | 2,776 | 2,985 | 3,224 | 3,483 | 3,483 | 4,170 |
| 460       | 2,098                        | 2,119 | 2,144 | 2,190 | 2,240 | 2,294 | 2,349 | 2,412 | 2,541 | 2,692 | 2,864 | 3,052 | 3,257 | 3,473 | 3,743 |
| 480       | 2,098                        | 2,127 | 2,152 | 2,190 | 2,236 | 2,286 | 2,332 | 2,391 | 2,504 | 2,625 | 2,759 | 2,914 | 3,081 | 3,266 | 3,454 |
| 500       | 2,127                        | 2,139 | 2,160 | 2,194 | 2,236 | 2,278 | 2,319 | 2,366 | 2,466 | 2,579 | 2,696 | 2,822 | 2,956 | 3,098 | 3,249 |
| 550       | 2,160                        | 2,169 | 2,181 | 2,206 | 2,236 | 2,269 | 2,300 | 2,340 | 2,420 |       |       |       |       |       |       |

Căldura masică reală a vaporilor de apă supraîncălziți în kJ/(kg · K)

| t<br>°C | Presiunea absolută 10 <sup>5</sup> Pa |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|---------|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|         | 1                                     | 5     | 10    | 20    | 30    | 40    | 50    | 60    | 80    | 100   | 120   | 140   | 160   | 180   | 200   |
| 100     | 0,487                                 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 120     | 0,480                                 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 140     | 0,474                                 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 160     | 0,471                                 | 0,537 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 180     | 0,470                                 | 0,520 | 0,603 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 200     | 0,470                                 | 0,508 | 0,569 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 220     | 0,470                                 | 0,498 | 0,546 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 240     | 0,472                                 | 0,496 | 0,532 | 0,682 | 0,765 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 260     | 0,474                                 | 0,494 | 0,522 | 0,568 | 0,635 | 0,819 |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| 280     | 0,476                                 | 0,494 | 0,516 | 0,554 | 0,604 | 0,757 | 0,854 | 1,036 | 1,230 | 1,333 | 1,406 | 2,143 |       |       |       |
| 300     | 0,479                                 | 0,499 | 0,513 | 0,554 | 0,583 | 0,667 | 0,757 | 0,873 | 0,965 | 1,052 | 1,073 | 1,352 | 1,861 | 3,23  |       |
| 320     | 0,481                                 | 0,495 | 0,509 | 0,545 | 0,565 | 0,632 | 0,693 | 0,765 | 0,836 | 0,896 | 0,907 | 1,063 | 1,287 | 1,629 | 2,241 |
| 340     | 0,484                                 | 0,495 | 0,509 | 0,538 | 0,567 | 0,605 | 0,648 | 0,700 | 0,751 | 0,784 | 0,811 | 0,911 | 1,045 | 1,221 | 1,464 |
| 360     | 0,487                                 | 0,496 | 0,508 | 0,533 | 0,557 | 0,587 | 0,620 | 0,657 | 0,695 | 0,727 | 0,811 | 0,911 | 1,045 | 1,221 | 1,464 |
| 380     | 0,490                                 | 0,498 | 0,508 | 0,529 | 0,551 | 0,574 | 0,600 | 0,627 | 0,662 | 0,691 | 0,754 | 0,820 | 0,913 | 1,021 | 1,161 |
| 400     | 0,492                                 | 0,499 | 0,506 | 0,523 | 0,542 | 0,563 | 0,585 | 0,608 | 0,639 | 0,663 | 0,713 | 0,770 | 0,832 | 0,905 | 0,996 |
| 420     | 0,495                                 | 0,501 | 0,508 | 0,522 | 0,538 | 0,555 | 0,574 | 0,594 | 0,639 | 0,663 | 0,684 | 0,729 | 0,778 | 0,831 | 0,894 |
| 440     | 0,498                                 | 0,503 | 0,510 | 0,523 | 0,538 | 0,551 | 0,566 | 0,582 | 0,620 | 0,639 | 0,659 | 0,696 | 0,736 | 0,780 | 0,825 |
| 460     | 0,501                                 | 0,068 | 0,512 | 0,523 | 0,535 | 0,547 | 0,561 | 0,576 | 0,607 | 0,627 | 0,639 | 0,696 | 0,736 | 0,780 | 0,825 |
| 480     | 0,504                                 | 0,550 | 0,514 | 0,523 | 0,535 | 0,546 | 0,557 | 0,571 | 0,598 | 0,627 | 0,639 | 0,696 | 0,736 | 0,780 | 0,825 |
| 500     | 0,508                                 | 0,511 | 0,516 | 0,524 | 0,534 | 0,544 | 0,554 | 0,565 | 0,589 | 0,616 | 0,644 | 0,674 | 0,706 | 0,740 | 0,776 |
| 550     | 0,516                                 | 0,518 | 0,521 | 0,527 | 0,534 | 0,542 | 0,550 | 0,559 | 0,578 | 0,589 | 0,616 | 0,644 | 0,674 | 0,740 | 0,776 |

Fig. 3.4. Efectul presiunii asupra căldurii molare reale a gazelor și vaporilor.

*Exemplu.* Să se determine căldura molară a bioxidului de carbon la  $100^{\circ}\text{C}$  și  $69,9 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  (69 atm).

|    |                                                                    |               |                   |               |            |
|----|--------------------------------------------------------------------|---------------|-------------------|---------------|------------|
| 1  | Temperatura gazului                                                | $t$           | 100               | °C            | Data       |
| 2  | Temperatura absolută                                               | $T$           | 373               | K             | (1) + 273  |
| 3  | Temperatura critică a CO <sub>2</sub>                              | $t_c$         | 31,1              | °C            | Tabel 2.5  |
| 4  | Temperatura absolută critică                                       | $T_c$         | 304,1             | K             | (3) + 273  |
| 5  | Temperatura redusă                                                 | $T_r$         | 1,23              | Adimension.   | (2)/(4)    |
| 6  | Presiunea gazului                                                  | $p$           | $69,9 \cdot 10^5$ | Pa            | Data       |
| 7  | Presiunea critică a CO <sub>2</sub>                                | $p_c$         | $73,9 \cdot 10^5$ | Pa            | Tabel 2.5  |
| 8  | Presiunea redusă                                                   | $p_r$         | 0,945             | Adimension.   | (6)/(7)    |
| 9  | Diferența ( $C_p - C_p^*$ )                                        | $C_p - C_p^*$ | 3,5               | cal/(mol. K)  | Fig. 3.4   |
|    | Idem                                                               |               | 14,65             | J/(mol. K)    |            |
| 10 | Căldura molară a CO <sub>2</sub> la temp. $t$ și presiunea normală | $C_p$         | 40,0              | J/(mol · K)   | Tabel 3.4  |
|    | idem                                                               |               | 9,54              | cal/(mol · K) |            |
| 11 | Căldura molară a CO <sub>2</sub> la temp. $t$ și presiunea $p$     | $C_p$         | 54,6              | J/(mol · K)   | (9) + (10) |
|    | idem                                                               |               | 13,0              | cal/(mol · K) |            |

Căldura molară medie și căldura masică medie ale gazelor reale și ale vaporilor la presiuni înalte se calculează cu ajutorul entalpiei, după ecuația

$$|C_{p,m}|_{t_1}^{t_2} = \frac{H_2 - H_1}{t_2 - t_1} \text{ respectiv } |c_{p,m}|_{t_1}^{t_2} = \frac{h_2 - h_1}{t_2 - t_1} \quad (3.35)$$

în care  $H_1$  și  $H_2$  sînt entalpiile molare, iar  $h_1$  și  $h_2$  sînt entalpiile masice ale gazului sau vaporilor la presiunea dată și la temperaturile  $t_1$  respectiv  $t_2$ .

Entalpiile la presiuni înalte se determină din diagramele de stare ( $h$ ,  $s$  sau  $T$ ,  $s$ ) sau cu metoda arătată la cap. 3.5.1.9.

3.3.2.4. Pentru amestecurile de gaze, căldura molară reală, sau cea medie, este dată de relația

$$C = \sum_n C_j x_j \quad j=1, 2, \dots, n \quad (3.36)$$

în care:  $C$  este căldura molară reală, respectiv căldura molară medie a amestecului;

$C_j$  — căldura molară reală, respectiv căldura molară medie a componentului  $j$ ;

$x_j$  — fracția molară a componentului  $j$  (procentul de volum al componentului  $j$  împărțit cu 100);

$n$  — numărul componentelor amestecului.

### 3.4. Călduri latente

Căldura absorbită sau eliberată fără schimbarea temperaturii sistemului se numește *căldură latentă*. Absorbția sau cedarea căldurii — deci mărirea sau micșorarea energiei interne a sistemului — fără schimbarea temperaturii implică o modificare a legăturilor intermoleculare, însoțite de o schimbare a stării fizice sau a structurii sistemului.

Căldurile latente masice se referă la un kilogram de substanță (de exemplu, căldura masică de topire a gheții este de 334 kJ/kg sau 19,8 kcal/kg). Căldurile molare (sau atomice) se referă la un mol (respectiv, pentru elemente, la un atom-gram) de substanță (de exemplu, căldura molară de topire a gheții este de 6 012 J/mol sau 1 436 cal/mol).

Termodinamica consideră pozitive căldurile absorbite de către sistem (cele care măresc entalpia sistemului), deci sînt pozitive căldura de topire, căldura de vaporizare, căldura de sublimare, pe cînd tehnica și termochimia consideră pozitive căldurile eliberate de sistem, deci: căldura de solidificare, căldura de condensare și căldura de desublimare. Căldurile de transformare, adică de schimbare a sistemului de cristalizare, pot fi pozitive sau negative.

#### 3.4.1. Căldura de topire și căldura de solidificare

Căldura de topire și căldura de solidificare sînt, pentru aceeași substanță, egale și de semne contrare.

S-a încercat să se deducă valoarea căldurilor de topire din alte constante fizice. Pentru metale s-a ajuns la formula simplă, care — așa cum arată tabelul 3.7 — este aproximativă:

$$\frac{L_F}{T_F} = 9,2 \text{ J/(atom-g} \cdot \text{K)} \text{ sau } \frac{L_F}{T_F} = 2,2 \text{ cal/(atom-g} \cdot \text{K)} \quad (3.37)$$

unde:  $L_F$  este căldura de topire (de fuziune) pe atom gram;  
 $T_F$  — temperatura absolută de topire.

Călduri de topire

Tabelul 3.7

| Metalul  | Punctul de topire $t_F$<br>°C | Căldura atomică de topire $L_F$ |         | $\frac{L_F}{T_F}$ |            |
|----------|-------------------------------|---------------------------------|---------|-------------------|------------|
|          |                               | J                               | cal     | J                 | cal        |
|          |                               | atom-g                          | atom-gr | atom-g · K        | atom-g · K |
| Sodiu    | 98                            | 2 635                           | 629     | 7,1               | 1,7        |
| Staniu   | 232                           | 6 700                           | 1 600   | 13,3              | 3,2        |
| Plumb    | 327                           | 4 890                           | 1 168   | 8,7               | 2,1        |
| Zinc     | 419                           | 6 950                           | 1 660   | 10,0              | 2,4        |
| Aluminiu | 657                           | 8 900                           | 2 340   | 10,5              | 2,5        |
| Argint   | 961                           | 11 720                          | 2 800   | 9,5               | 2,3        |
| Cupru    | 1 083                         | 11 100                          | 2 650   | 8,2               | 2,0        |
| Nichel   | 1 450                         | 17 920                          | 4 280   | 10,4              | 2,5        |
| Fier     | 1 535                         | 11 310                          | 2 700   | 6,3               | 1,5        |
| Platină  | 1 773                         | 22 070                          | 5 270   | 10,8              | 2,6        |

| Substanța         | Punctul de topire $t_F$<br>°C | Căldura de topire |      |
|-------------------|-------------------------------|-------------------|------|
|                   |                               | kJ                | kcal |
|                   |                               | kg                | kg   |
| Fosfor (alb)      | 44,1                          | 21,8              | 5,2  |
| Sulf (rombic)     | 112,8                         | 39,4              | 9,4  |
| Sulf (monoclinic) | 119                           | 46,1              | 11   |
| Hidroxid de sodiu | 328                           | 168               | 40   |
| Parafină          | 54                            | 147               | 35   |
| Acid stearic      | 70                            | 202               | 48   |
| Gheață            | 0,10                          | 334               | 79,8 |

#### 3.4.2. Căldura de vaporizare și căldura de condensare

Pentru aceeași substanță și la aceeași presiune, căldura de vaporizare și căldura de condensare sînt egale și de semne contrare. În timpul vaporizării sau condensării lichidelor pure, temperatura se menține constantă dacă presiunea este constantă. Relația dintre temperatura de fierbere (de condensare) a fost studiată anterior (v. 2.5.7). Căldura de vaporizare variază cu temperatura și, deci, cu presiunea, scăzînd cu creșterea temperaturii și devenind zero la punctul critic.

3.4.2.1. Metode de calcul pentru determinarea căldurii de vaporizare  
a) *Regula lui Trouton*. Raportul dintre căldura molară de vaporizare  $L_v$  la punctul normal de fierbere (la presiunea atmosferică normală, 1,01325 · 10<sup>5</sup> Pa și temperatura absolută normală de fierbere este constant:

$$\frac{L_v}{T_v} = \text{const} \quad (3.38)$$

Valoarea constantă este, pentru multe lichide nepolare, de aproximativ 88 J/(mol·K) sau 21 cal/(mol·K). Regula lui *Troulon* este aproximativă (tabelul 3.8); pentru lichide polare (apă, alcool, acizi ș.a.) regula nu este utilizabilă.

Comparând valoarea constantei lui *Troulon* din ecuația (3.38) și tabelul 3.8 cu cea a constantei din relația similară (3.37) pentru căldurile de topire, se constată că pentru evaporare este necesară mai multă căldură decît pentru topire, deoarece transformarea unui lichid în vapori implică o îndepărtare mai mare a moleculelor între ele decît la transformarea unui solid în lichid.

Tabelul 3.8

Călduri de vaporizare la presiune normală

| Substanța              | Formula chimică                              | Punctul de fierbere, °C | Căldura de vaporizare |         | Constanta lui <i>Troulon</i> |           |
|------------------------|----------------------------------------------|-------------------------|-----------------------|---------|------------------------------|-----------|
|                        |                                              |                         | kJ/kg                 | kcal/kg | J/mol·K                      | cal/mol·K |
| Azot                   | H <sub>2</sub>                               | -195,8                  | 199                   | 47,6    | 72,4                         | 17,3      |
| Oxigen                 | O <sub>2</sub>                               | -183                    | 214                   | 51      | 76,2                         | 18,2      |
| Brom                   | Br                                           | 58,7                    | 201                   | 48,0    | 97,2                         | 23,2      |
| Apă                    | H <sub>2</sub> O                             | 100,0                   | 2 257                 | 539     | 109,3                        | 26,1      |
| Acid clorhidric        | HCl                                          | 88,3                    | 414                   | 99      | 42,3                         | 10,1      |
| Acid azotic            | HNO <sub>3</sub>                             | 86                      | 482                   | 115,0   | 84,6                         | 20,2      |
| Acid sulfuric          | H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>               | 338                     | 469                   | 112,1   | 82,1                         | 19,6      |
| Amoniac                | NH <sub>3</sub>                              | -33,4                   | 1 370                 | 327,0   | 76,2                         | 18,2      |
| Clorofom               | CHCl <sub>3</sub>                            | 61                      | 247                   | 59      | 89,6                         | 21,4      |
| Tetraclorură de carbon | CCl <sub>4</sub>                             | 77                      | 194                   | 46,4    | 85,4                         | 20,4      |
| Alcool metilic         | CH <sub>3</sub> O                            | 64,7                    | 1 102                 | 263     | 104,3                        | 24,9      |
| Alcool etilic          | C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> O              | 78,3                    | 854                   | 204     | 113,5                        | 27,1      |
| Acid acetic            | C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> O <sub>2</sub> | 118,3                   | 405                   | 96,8    | 62,0                         | 14,8      |
| Acetonă                | C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O              | 56,1                    | 524                   | 125,0   | 92,2                         | 22,0      |
| Propan                 | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>                | -45                     | 448                   | 107,0   | 86,7                         | 20,7      |
| Alcool izopropilic     | C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> O              | 97                      | 567                   | 135,4   | 108,5                        | 25,9      |
| Eter etilic            | C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O             | 34,6                    | 1 368                 | 327     | 76,2                         | 18,2      |
| n-Pentan               | C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>               | 36                      | 356                   | 85,0    | 82,9                         | 19,8      |
| Benzen                 | C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>                | 80                      | 396                   | 94,5    | 87,9                         | 21,0      |
| n-Hexan                | C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>               | 69                      | 332                   | 79,3    | 83,7                         | 20,0      |
| Fenol                  | C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> O              | 181                     | 511                   | 122,0   | 105,9                        | 25,3      |
| n-Heptan               | C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>               | 98                      | 319                   | 76,3    | 86,2                         | 20,6      |
| m-Cresol               | C <sub>7</sub> H <sub>8</sub> O              | 201                     | 421                   | 100,6   | 94,2                         | 22,5      |
| Toluen                 | C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>                | 111                     | 364                   | 86,8    | 87,1                         | 20,8      |
| n-Octan                | C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>               | 126                     | 297                   | 71,0    | 85,0                         | 20,3      |

Se obișnuiește să se noteze cu *r* căldura masică de vaporizare raportată la un kilogram de lichid (J/kg sau cal/kg).

b) Ecuația lui *Kistiakowsky*:

$$\frac{L_v}{T_v} = 36,6 + 19,16 \lg T_v \text{ J/(mol} \cdot \text{K)} \quad (3.39)$$

$$\frac{L_v}{T_v} = 8,75 + 4,576 \lg T_v \text{ cal/(mol} \cdot \text{K)}$$

Această ecuație etc., în unele cazuri, mai exactă decît regula lui *Troulon*. Se aplică, de asemenea, numai lichidelor nepolare, la punctul normal de fierbere.

c) Ecuația lui *Clapeyron*. Această ecuație este dedusă termodinamic și, prin urmare, dă valori exacte pentru căldura de vaporizare:

$$\frac{dp}{dT} = a \frac{L}{T(V'' - V')} = a \frac{r}{T(v'' - v)} \quad (3.40)$$

unde: *a* este o constantă;

*L<sub>v</sub>* — căldura molară de vaporizare;

*V''* — volumul molar al vaporilor;

*V'* — volumul molar al lichidului;

*r* — căldura masică de vaporizare (pe unitatea de masă);

*v''* — volumul specific al vaporilor;

*v'* — volumul specific al lichidului.

Constanta *a*=1 cînd mărimile de ecuație sînt exprimate în unități coerente, de exemplu: *p* în Pa, *v''* și *v'* în m<sup>3</sup>/kg și *r* în J/kg.

Constanta *a*=426,9 kgf·m/kcal cînd mărimile din ecuație sînt exprimate în unitățile (necoerente): *p* în kgf/m<sup>2</sup>, *v''* și *v'* în m<sup>3</sup>/kg și *r* în kcal/kg.

Derivata *dp/dT* este coeficientul unghiular al tangentei la curba care reprezintă variația presiunii de saturație în funcție de temperatură. Cînd această funcție este dată ca tabel (de exemplu, tabelul 2.6), *dp/dT* se înlocuiește cu  $\Delta p/\Delta T$ , unde  $\Delta p$  este diferența dintre presiunile de saturație corespunzătoare la două temperaturi apropiate de cea care interesează, iar  $\Delta T$  este diferența dintre aceste două temperaturi.

Exemplu. Să se găsească căldura de vaporizare a apei la 40°C.

| 1  | Temperatura de vaporizare <i>t</i>         | 40      | °C                 |  |                |
|----|--------------------------------------------|---------|--------------------|--|----------------|
| 2  | Temperatura absolută <i>T</i>              | 313,2   | K                  |  | Dată (1)+273,2 |
| 3  | Presiunea de saturație la 39°C             |         |                    |  |                |
|    | Idem <i>p</i> <sub>1</sub>                 | 6 883,4 | Pa                 |  | Tabelul 2.6    |
|    |                                            | 713,1   | kgf/m <sup>2</sup> |  |                |
| 4  | Presiunea de saturație la 41°C             |         |                    |  |                |
|    | Idem <i>p</i> <sub>2</sub>                 | 7 780,2 | Pa                 |  | Tabelul 2.6    |
|    |                                            | 793,4   | kgf/m <sup>2</sup> |  |                |
| 5  | Diferența de presiune $\Delta p$           | 786,8   | Pa                 |  | (4)-(3)        |
|    | Idem                                       | 80,3    | kgf/m <sup>2</sup> |  |                |
| 6  | Diferența de temperatură $\Delta t$        | 2       |                    |  | 41-39          |
| 7  | Volumul specific al vaporilor la <i>t</i>  |         |                    |  |                |
|    | Idem <i>v''</i>                            | 19,55   | m <sup>3</sup> /kg |  | Tabelul 3.9    |
| 8  | Volumul specific al lichidului la <i>t</i> |         |                    |  |                |
|    | Idem <i>v'</i>                             | 0,001   | m <sup>3</sup> /kg |  | Tabelul 3.9    |
| 9  | Constanta <i>a</i>                         | 1       | N·m/J              |  |                |
|    | Idem                                       | 426,9   | kgf·m/cal          |  |                |
| 10 | Căldura de vaporizare la <i>t</i> °C       |         |                    |  |                |
|    | Idem <i>r</i>                              | 2 405   | kJ/kg              |  | Ec. (3.40)     |
|    |                                            | 575     | kcal/kg            |  |                |

d) Din liniile lui *Dühring*. Dacă în ecuația lui *Clapeyron* (3.40) se neglijează volumul molar (sau specific) al lichidului *V'* sau *v'*, mic în comparație cu volumul molar (sau specific) al lichidului *V''* sau *v''*, și dacă se presupune că vaporii se comportă ca gaze perfecte (*pV''=RT*), se obține:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{pL_v}{aRT^2} \text{ sau } \frac{dp}{dT} = \frac{pr}{a \frac{R}{M} T^2} \quad (3.41)$$

*M* fiind masa moleculară (kg/kmol) a substanței.



Pentru un lichid de referință, căruia i se cunoaște variația presiunii de vapori în funcție de temperatură și căldura de vaporizare  $L'_v$  la diferite temperaturi, se obține, la aceeași presiune  $p$ ,

$$\frac{dp}{dT'} = \frac{pL'_v}{aRT'^2} \text{ respectiv } \frac{dp}{dT'} = \frac{pr}{a \frac{R}{M'} (T')^2} \quad (3.42)$$

unde,  $M'$  este masa moleculară a substanței de referință, iar  $T'$  este temperatura absolută la care presiunea de vapori a substanței de referință este egală cu cea a lichidului studiat, la temperatura  $T$ .

Împărțind ecuațiile (3.41) și (3.42) rezultă:

$$\frac{dT'}{dT} = \frac{L_v}{L'_v} \left( \frac{T'}{T} \right)^2 \text{ sau } \frac{dT'}{dT} = \frac{r}{r'} \frac{M}{M'} \left( \frac{T'}{T} \right)^2 \quad (3.43)$$

sau

$$L_v = L'_v \frac{dT'}{dT} \left( \frac{T}{T'} \right)^2 \text{ respectiv } r = r' \frac{M'}{M} \frac{dT'}{dT} \left( \frac{T}{T'} \right)^2 \quad (3.44)$$

unde  $dT'/dT$  este coeficientul unghiular al liniei lui Dühring (fig. 2.11), egal cu  $K$  din ecuația (2.68).

Această metodă nu se aplică la temperaturi apropiate de temperatura critică, unde cele două ipoteze simplificatoare, de mai sus, nu sînt acceptabile.

*Exemplu.* Să se determine căldura de vaporizare a alcoolului etilic, la 40°C

|    |                                                                       |          |       |          |                     |
|----|-----------------------------------------------------------------------|----------|-------|----------|---------------------|
| 1  | Temperatura alcoolului etilic                                         | $t$      | 40    | °C       |                     |
| 2  | Temperatura absolută                                                  | $T$      | 313   | K        | Valoare             |
| 3  | Temp. la care apa are aceeași pres. de vap.                           | $t'$     | 58    | °C       | Fig. 2.11           |
| 4  | Idem, temp. absolută                                                  | $T'$     | 331   | K        | 273+(1)             |
| 5  | Coeficientul unghiular al liniei lui Dühring pentru alcool etilic-apă | $dT'/dT$ | 1,11  | Adimens. | Fig. 2.11           |
| 6  | Căldura de vaporizare a apei la temp. $t'$                            | $r'$     | 2 359 | kJ/kg    |                     |
| 7  | Masa moleculară a apei                                                | $M'$     | 18    | kg/k·mol | Tabelul 3.9         |
| 8  | Idem                                                                  |          | 563,5 | kcal/kg  |                     |
| 9  | Masa moleculară a alcoolului etilic                                   | $M$      | 46    | kg/kmol  |                     |
| 10 | Căldura de vaporizare (calculată) a alcoolului etilic la temp. $t$    | $r$      | 916,0 | kJ/kg    | Ec. (3.44)          |
| 11 | Idem                                                                  |          | 218,8 | kcal/kg  |                     |
| 12 | Căldura de vaporizare (experimental)                                  |          | 899,4 | kJ/kg    |                     |
| 13 | Eroare                                                                |          | 1,8   | %        | 100[(9) - (12)]/(9) |

e) *Metoda lui Othmer.* Punînd ecuația lui Clapeyron simplificată (3.41) pentru lichidul cercetat, sub forma:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{L_v}{aRT^2} \text{ sau } \frac{p}{dT} = \frac{r}{a \frac{R}{M} T^2} \quad (3.45)$$

și pentru un lichid de referință,

$$\frac{dp'}{dT} = \frac{L'_v}{aRT'^2} \text{ respectiv } \frac{p'}{dT} = \frac{r'}{a \frac{R}{M'} T'^2} \quad (3.46)$$

unde  $p'$  este presiunea de vapori a lichidului de referință la temperatura  $T$ .

Împărțind ecuația (3.45) cu ecuația (3.46) și înlocuind  $dp/p$  cu  $d \ln p$ , rezultă:

$$\frac{d \ln p}{d \ln p'} = \frac{L_v}{L'_v} \text{ sau } \frac{d \ln p}{d \ln p'} = \frac{r}{r'} \frac{M}{M'} \quad (3.47)$$

sau

$$L_v = L'_v \frac{d \ln p}{d \ln p'} \text{ respectiv } r = r' \frac{M'}{M} \frac{d \ln p}{d \ln p'} \quad (3.48)$$

Raportul  $d \ln p'/d \ln p$  este coeficientul unghiular al liniei lichidului cercetat în diagrama Kireev și Othmer (v. 2.5.7.2. c), egal cu  $k$  din ecuația (2.68).

f) *Ecuația lui Watson*

$$L_v = \gamma L_B \frac{T}{T_B} \text{ sau } r = \gamma r_B \frac{T}{T_B} \quad (3.49)$$

servește pentru determinarea căldurii molare de vaporizare  $L_v$  sau a căldurii masice de vaporizare  $r$  la o temperatură  $t$ , cînd se cunoaște  $L_B$ , respectiv

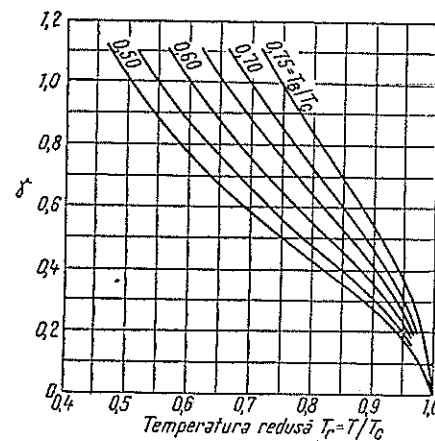


Fig. 3.5. Coeficientul  $\gamma$  din ecuația lui Watson.

$r_B$ , a aceluiași lichid la o altă temperatură  $T_B$  și temperatura lui critică  $T_c$ . Valoarea coeficientului  $\gamma$  se citește în diagrama din fig. 3.5, în funcție de temperatura redusă  $T_r = T/T_0$  și de raportul  $T_B/T_c$ .

Exemplu. Să se determine, cu ajutorul ecuației lui Watson, căldura de vaporizare a alcoolului etilic la 60°C, cunoscând căldura lui de vaporizare la punctul normal de fierbere

|    |                                            |           |       |          |             |
|----|--------------------------------------------|-----------|-------|----------|-------------|
| 1  | Temperatura alcoolului etilic              | $t$       |       | °C       | Data        |
| 2  | Temperatura absolută                       | $T$       | 330   | K        | (1)+273     |
| 3  | Temperatura critică a alcoolului etilic    | $t_c$     | 243,1 | °C       | Tabelul 2.5 |
| 4  | Temperatura absolută critică               | $T_c$     | 516   | K        | (5)+273     |
| 5  | Temperatura redusă                         | $T_r$     | 0,646 | Adimens. | (2)/(4)     |
| 6  | Punctul normal de fierbere                 | $t_B$     | 78,3  | °C       | Tabelul 3.8 |
| 7  | Temperatura absolută normală de fierbere   | $T_B$     | 351   | K        | (6)+273     |
| 8  | Temperatura redusă de fierbere             | $T_B/T_c$ | 0,680 | Adimens. | (1)/(4)     |
| 9  | Coeficientul                               | $\gamma$  | 1,10  | Adimens. | Fig. 3.5    |
| 10 | Căldura de vaporizare la temperatura $t_B$ | $r_B$     | 854   | kJ/kg    | Tabelul 3.8 |
|    | Idem                                       |           | 204   | kcal/kg  |             |
| 11 | Căldura de vaporizare la temperatura $t$   | $r$       | 883   | kJ/kg    | Ec. (3.49)  |
|    | Idem                                       |           | 211   | kcal/kg  |             |

### 3.5. Entalpia

Entalpia este o mărime termodinamică definită de ecuația:

$$H = U + pV \quad (3.50)$$

în care  $U$  este energia liberă,  $p$  presiunea și  $V$  volumul sistemului.

Creșterea entalpiei  $(\Delta H)_1^2$  cînd sistemul trece de la starea (1) la starea (2) este egală cu căldura absorbită  $(Q)_1^2$ , dacă transformarea se face la presiune constantă:

$$(\Delta H)_1^2 = [(Q)_1^2]_p \quad (3.51)$$

sau

$$(\Delta H)_1^2 = (\Delta H)_0^2 - (\Delta H)_0^1 = [(Q)_0^2]_p - [(Q)_0^1]_p \quad (3.52)$$

în care  $(\Delta H)_0^1$ ,  $(\Delta H)_0^2$ ,  $[(Q)_0^1]_p$ ,  $[(Q)_0^2]_p$  reprezintă mărimile respective cînd starea inițială este o stare de referință (normală, standard).

Starea normală se poate fixa după cerințele problemei studiate; dacă nu se specifică altfel, se consideră — convențional — ca stare normală, starea corespunzătoare următoarelor condiții: 1) temperatura 0°C, 2) presiunea egală cu presiunea de saturație a vaporilor substanței la temperatura standard, 3) starea fizică obișnuită la temperatura standard (pentru apă, starea lichidă, dacă temperatura standard este 0°C).

Ca și celelalte mărimi termodinamice, entalpia este o mărime extensivă, adică proporțională cu masa sistemului la care se referă.

Se va folosi notația  $H_1$ , în loc de  $(\Delta H)_1^1$ , pentru entalpia unei cantități oarecare sau a unui mol (entalpie molară) și notația  $h_1$ , în loc de  $(\Delta h)_1^1$ , pentru entalpia masică (pentru unitatea de masă).

### 3.5.1. Determinarea entalpiei

Entalpia se determină însumînd căldurile absorbite de substanța sau de sistemul considerat cînd trece, izobar, de la starea standard la starea pentru care se determină entalpia. Cînd presiunea acestei stări se referă la presiunea stării normale, se folosește, în tehnică, faptul că entalpia solidelor și a lichidelor variază puțin cu presiunea.

3.5.1.1. Pentru o substanță omogenă, entalpia se calculează însumînd căldurile sensibile și căldurile latente care intervin în transformarea izobară de la starea normală la starea pentru care se calculează entalpia.

3.5.1.2. Pentru un sistem eterogen, entalpia este suma entalpiilor constituenților.

3.5.1.3. Entalpia unui solid sau a unui lichid, la temperatura  $t$  (cînd trecerea de la starea normală se face fără schimbări de stare fizică sau de compoziție chimică), este egală cu căldura sensibilă de încălzire, la presiune constantă, de la temperatura de referință (0°C) pînă la temperatura  $t$ :

$$h = \left| c_m \right|_0^t t \quad (3.53)$$

unde  $\left| c_m \right|_0^t$  este căldura masică medie a solidului sau a lichidului, între 0°C și  $t$ °C.

3.5.1.4. Entalpia unui gaz, la temperatura  $t$  și presiunea normală<sup>1)</sup> (cînd între temperatura de referință și temperatura  $t$  nu a intervenit o schimbare de stare fizică sau de compoziție chimică), este egală cu căldura sensibilă necesară pentru încălzirea gazului de la temperatura de referință (0°C) la temperatura  $t$

$$h = \left| c_{p,m} \right|_0^t t \quad (3.54)$$

unde  $\left| c_{p,m} \right|_0^t$  este căldura masică a gazului, la presiune constantă, între 0°C și  $t$ °C.

Entalpia molară a unui gaz este dată de ecuația:

$$H = \left| C_{p,m} \right|_0^t t \quad (3.55)$$

în care  $\left| C_{p,m} \right|_0^t$  este căldura molară a gazului la presiune constantă (normală) între 0°C și  $t$ °C.

Folosind ecuația (3.24), se obține:

$$H = \left( \alpha + \frac{\beta}{2} t + \frac{\gamma}{3} t^2 \right) t = \alpha t + \frac{\beta}{2} t^2 + \frac{\gamma}{3} t^3 \quad (3.56)$$

unde, coeficienții  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  sînt caracteristici fiecărui gaz (v. tabelul 3.4).

<sup>1)</sup> Pentru determinarea entalpiei unui gaz la presiuni înalte, v. 3.5.1.9.

Exemplu. Să se determine entalpia azotului la 300°C și presiunea normală.

|   |                                                                              |        |               |             |
|---|------------------------------------------------------------------------------|--------|---------------|-------------|
| 1 | Temperatura gazului $t$                                                      | 300    | °C            | Data        |
| 2 | Căldura molară medie a azotului între 0 și 300°C, presiune normală $C_{p,m}$ | 29,5   | J/(mol · K)   | Tabel 3.5 A |
| 3 | Idem                                                                         | 7,046  | cal/(mol · K) | Tabel 3.5 B |
| 4 | Masa moleculară a azotului $M$                                               | 28     | g/mol         |             |
| 5 | Căldura masică medie a azotului între 0 și 300°C, presiune normală $c_{p,m}$ | 1,054  | kJ/(kg · K)   | (2)/(3)     |
|   | Idem                                                                         | 0,2516 | kcal/(kg · K) |             |
|   | Entalpia azotului la 300°C $h$                                               | 316,2  | kJ/kg         | (1)(4)      |
|   | Idem                                                                         | 75,48  | kcal/kg       |             |

Exemplu. Să se determine entalpia azotului în funcție de temperatură.

Introducând în ecuația (3.24) datele din tabelul 3.4, se obține pentru entalpia molară a azotului

$$H = 29,03 t + \frac{2,83}{2} 10^{-3} t^2 + \frac{0,54}{3} 10^{-6} t^3 \text{ J/mol} \quad (3.57)$$

$$H = 6,935 t + \frac{0,677}{2} 10^3 t^2 + \frac{0,13}{3} 10^6 t^3 \text{ cal/mol} \quad (3.58)$$

iar entalpia masică,

$$h = \frac{H}{M} = 1,037 t + 0,0505 10^{-3} t^2 + 0,0064 10^{-6} t^3 \text{ kJ/kg} \quad (3.59)$$

$$h = 0,238 t + 0,0121 \cdot 10^{-3} t^2 + 0,0015 \cdot 10^{-6} t^3 \text{ kcal/kg} \quad (3.60)$$

Pentru problemele tehnice, în care intervine frecvent același gaz, se recomandă să se construiască o diagramă în coordonatele entalpie-temperatură ( $h, t$ ) cu ajutorul ecuației (3.24) sau tabelului 3.5. Cu această diagramă se cunoaște entalpia (reală) a gazului la orice temperatură; prin diferența dintre două citiri pe diagramă se determină căldura absolută sau degajată când se încălzește sau se răcește un mol (sau un kg) de gaz între cele două temperaturi la care s-au făcut citirile.

3.5.1.5. Entalpia unui amestec de gaze este dată de ecuația:

$$h = \sum \left( \frac{A}{100} H_A \right) = t \sum \left[ \left. c_{p,m,A} \right|_0^t \frac{A}{100} \right] \quad (3.61)$$

în care:  $h$  este entalpia amestecului de gaze la temperatura  $t$ ;  $h_A, h_B, \dots$  sînt entalpiile componentilor  $A, B, \dots$  la temperatura  $t$ ;  $A, B, \dots$  — procente de masă ale componentilor  $A, B, \dots$  în amestec;

$\left. c_{p,m,A} \right|_0^t, \dots$  — căldurile masice medii ale componentilor  $A, B, \dots$  între 0°C și  $t$ °C.

Suma se referă la toți componentii amestecului.

Entalpia molară a gazului este dată de ecuația:

$$H = \sum \left( \frac{A'}{100} H_A \right) = t \sum \left[ \left. C_{p,m,A} \right|_0^t \frac{A'}{100} \right] \quad (3.62)$$

care se deosebește de ecuația precedentă (3.61) prin folosirea procentelor de volum  $A', B', \dots$  a entalpiilor molare  $H_A, H_B, \dots$  și a căldurilor molare medii  $C_{p,m,A}, C_{p,m,B}, \dots$  ale componentilor amestecului.

Exemplu. Să se calculeze entalpia amestecului: 10,8 % CO<sub>2</sub>, 15,6 % H<sub>2</sub>O și 73,6 % H<sub>2</sub> la 500°C. Compoziția este dată în procente de volum.

Folosind căldurile molare medii între 0 și 500°C din tabelul 3.5, rezultă pentru entalpia molară a amestecului:

$$H = \left( \frac{10,8}{100} 45,0 + \frac{15,6}{100} 35,4 + \frac{73,6}{100} 29,9 \right) 500 = 16,19 \text{ kJ/mol}$$

$$H = \left( \frac{10,8}{100} 10,75 + \frac{15,6}{100} 8,47 + \frac{73,6}{100} 7,15 \right) 500 = 3,867 \text{ kcal/mol.}$$

Pentru entalpia masică  $h$  (pe kilogramul de amestec), se împarte entalpia molară  $H$ , la masa moleculară medie  $M_a$  a amestecului:

$$M_a = \frac{1}{100} (10,8 \cdot 44 + 15,6 \cdot 18 + 73,6 \cdot 28) = 28,17 \text{ g/mol}$$

$$h = \frac{16,19}{28,17} 1000 = 574,6 \text{ kJ/kg} = 137,2 \text{ cal/kg.}$$

Se recomandă și aici, ca în toate cazurile când se lucrează cu amestecuri de gaze care nu își schimbă compoziția, și se cere să se găsească căldurile cedate sau primite de gaz — ca de exemplu la calculul unui cazan de abur unde gazele de combustie cedează diferite cantități de căldură în diferitele suprafețe de încălzire ale cazanului — să se construiască diagrama  $h, t$  calculând câteva puncte ale curbei, adică entalpiile amestecului de gaze la câteva temperaturi, după exemplul de mai sus, sau stabilind căldura moleculară medie a amestecului în funcție de temperatură cu ajutorul coeficientului din tabelul 3.4. Întrucît, de cele mai multe ori se cunoaște și cantitatea de gaze, este încă mai comod să se construiască curba  $H, t$ , adică variația entalpiei întregii cantități de gaze în funcție de temperatură.

3.5.1.6. Entalpia vaporilor saturați, adică entalpia fluidelor care în starea standard sînt fluide, iar la temperatura pentru care se calculează entalpia sînt în stare de vaporii saturați, este suma căldurii sensibile  $h'$  de încălzire a lichidului de la 0°C la punctul de fierbere  $t$  și a căldurii de vaporizare izobară  $r$  la această temperatură. Căldura  $h'$  este, așa cum s-a arătat, entalpia lichidului la punctul de fierbere<sup>1)</sup>. Deci:

$$h'' = h' + r \quad (3.63)$$

sau

$$h'' = \left. c_m' \right|_0^t t + r \quad (3.64)$$

$\left. c_m' \right|_0^t$  fiind căldura masică medie a lichidului între 0°C și temperatura de fierbere  $t$ .

Datele referitoare la apă și la vaporii de apă saturați se găsesc în „Tabelele lui Mollier” din care se dă un extras în tabelele 3.9 A și 9 B. Tabelele asemănătoare au fost calculate și pentru alte substanțe.

<sup>1)</sup> Se face convenția de a nota cu ' (prim) mărimile care se referă la starea lichidului la punctul de fierbere, cu '' (secund) mărimile care se referă la vaporii saturați și cu ''' (terț) mărimile care se referă la vaporii supracîlzii.

Tabelul 3.9 A

Tabelul Mollier pentru apă și vapori de apă saturați

| Tempera-<br>tura $t$<br>°C | Presi-<br>unea, $p$<br>10 <sup>5</sup> Pa | Volumul specific                                        |                                       | Entropia       |                 | Entalpia                |                          | Căldura de<br>vaporizare,<br>$r$<br>kJ/kg |
|----------------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------------|----------------|-----------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------------------------|
|                            |                                           | lichid<br>$v'$<br>10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup><br>kg | vapori<br>$v''$<br>m <sup>3</sup> /kg | lichid<br>$s'$ | vapori<br>$s''$ | lichid<br>$h'$<br>kJ/kg | vapori<br>$h''$<br>kJ/kg |                                           |
|                            |                                           | kJ/(kg · K)                                             |                                       |                |                 |                         |                          |                                           |
| 0                          | 0,0061                                    | 1,0002                                                  | 206,3                                 | 0              | 9,156           | 0                       | 2 500                    | 2 500                                     |
| 10                         | 0,0123                                    | 1,0004                                                  | 106,4                                 | 0,1511         | 8,898           | 42,04                   | 2 519                    | 2 477                                     |
| 20                         | 0,0233                                    | 1,0018                                                  | 57,84                                 | 0,2964         | 8,668           | 83,83                   | 2 537                    | 2 453                                     |
| 30                         | 0,0424                                    | 1,0044                                                  | 32,93                                 | 0,4302         | 8,450           | 125,6                   | 2 556                    | 2 430                                     |
| 40                         | 0,0737                                    | 1,0079                                                  | 19,55                                 | 0,5719         | 8,256           | 164,7                   | 2 574                    | 2 406                                     |
| 50                         | 0,1234                                    | 1,0121                                                  | 12,05                                 | 0,7031         | 8,076           | 209,1                   | 2 592                    | 2 383                                     |
| 60                         | 0,1992                                    | 1,0171                                                  | 7,682                                 | 0,8308         | 7,911           | 250,9                   | 2 609                    | 2 358                                     |
| 70                         | 0,3116                                    | 0,0228                                                  | 5,049                                 | 0,9545         | 7,757           | 292,8                   | 2 626                    | 2 333                                     |
| 80                         | 0,4735                                    | 1,0290                                                  | 3,410                                 | 1,075          | 7,610           | 334,7                   | 2 643                    | 2 308                                     |
| 90                         | 0,7009                                    | 1,0359                                                  | 2,361                                 | 1,192          | 7,476           | 376,8                   | 2 660                    | 2 283                                     |
|                            |                                           |                                                         |                                       |                |                 |                         |                          |                                           |
| 100                        | 1,013                                     | 1,0435                                                  | 1,673                                 | 1,307          | 7,352           | 418,9                   | 2 675                    | 2 256                                     |
| 110                        | 1,443                                     | 1,0515                                                  | 1,210                                 | 1,418          | 7,236           | 461,2                   | 2 689                    | 2 227                                     |
| 120                        | 1,986                                     | 1,0603                                                  | 0,8914                                | 1,527          | 7,120           | 503,6                   | 2 705                    | 2 201                                     |
| 130                        | 2,701                                     | 1,0697                                                  | 0,6680                                | 1,633          | 7,000           | 545,9                   | 2 718                    | 2 172                                     |
| 140                        | 3,615                                     | 1,0798                                                  | 0,5084                                | 1,741          | 6,924           | 588,6                   | 2 732                    | 2 143                                     |
| 150                        | 4,762                                     | 1,0906                                                  | 0,3924                                | 1,841          | 6,832           | 631,7                   | 2 745                    | 2 113                                     |
| 160                        | 6,182                                     | 1,1021                                                  | 0,3068                                | 1,942          | 6,748           | 675,3                   | 2 756                    | 2 080                                     |
| 170                        | 7,922                                     | 1,1144                                                  | 0,2426                                | 2,041          | 6,664           | 718,8                   | 2 767                    | 2 048                                     |
| 180                        | 10,03                                     | 1,1275                                                  | 0,1939                                | 2,134          | 6,583           | 763,0                   | 2 776                    | 2 013                                     |
| 190                        | 12,55                                     | 1,1415                                                  | 0,1564                                | 2,235          | 6,504           | 807,2                   | 2 786                    | 1 979                                     |
| 200                        | 15,55                                     | 1,1565                                                  | 0,1273                                | 2,371          | 6,430           | 852,1                   | 2 793                    | 1 940                                     |
|                            |                                           |                                                         |                                       |                |                 |                         |                          |                                           |
| 210                        | 19,84                                     | 1,1726                                                  | 0,1043                                | 2,423          | 6,356           | 897,3                   | 2 799                    | 1 902                                     |
| 220                        | 23,21                                     | 1,2000                                                  | 0,0861                                | 2,517          | 6,287           | 943,4                   | 2 802                    | 1 859                                     |
| 230                        | 27,99                                     | 1,2088                                                  | 0,0715                                | 2,608          | 6,215           | 989,7                   | 2 804                    | 1 814                                     |
| 240                        | 33,49                                     | 1,2291                                                  | 0,0597                                | 2,700          | 6,142           | 1 037                   | 2 803                    | 1 766                                     |
| 250                        | 39,79                                     | 1,2512                                                  | 0,0501                                | 2,792          | 6,071           | 1 085                   | 2 801                    | 1 716                                     |
| 260                        | 46,97                                     | 1,2755                                                  | 0,0421                                | 2,883          | 5,998           | 1 134                   | 2 796                    | 1 662                                     |
| 270                        | 55,18                                     | 1,3023                                                  | 0,0356                                | 2,975          | 5,926           | 1 185                   | 2 788                    | 1 603                                     |
| 280                        | 64,22                                     | 1,3321                                                  | 0,0301                                | 3,066          | 5,855           | 1 236                   | 2 777                    | 1 541                                     |
| 290                        | 74,48                                     | 1,3655                                                  | 0,0255                                | 3,158          | 5,780           | 1 290                   | 2 764                    | 1 474                                     |
| 300                        | 85,85                                     | 1,4036                                                  | 0,0216                                | 3,253          | 5,699           | 1 344                   | 2 748                    | 1 404                                     |
|                            |                                           |                                                         |                                       |                |                 |                         |                          |                                           |
| 310                        | 98,73                                     | 1,448                                                   | 0,0183                                | 3,347          | 5,616           | 1 401                   | 2 725                    | 1 321                                     |
| 320                        | 112,9                                     | 1,499                                                   | 0,0154                                | 3,445          | 5,530           | 1 461                   | 2 698                    | 1 237                                     |
| 330                        | 128,6                                     | 1,562                                                   | 0,0130                                | 3,549          | 5,438           | 1 525                   | 2 663                    | 1 138                                     |
| 340                        | 146,0                                     | 1,641                                                   | 0,0108                                | 3,657          | 5,330           | 1 593                   | 2 619                    | 1 026                                     |
| 350                        | 165,4                                     | 1,747                                                   | 0,0088                                | 3,774          | 5,205           | 1 669                   | 2 562                    | 893                                       |
| 360                        | 186,8                                     | 1,907                                                   | 0,00696                               | 3,915          | 5,058           | 1 762                   | 2 482                    | 720                                       |
| 370                        | 210,6                                     | 2,23                                                    | 0,00500                               | 4,121          | 4,817           | 1 893                   | 2 342                    | 449                                       |
| 374                        | 220,9                                     | 2,79                                                    | 0,00365                               | 4,353          | 4,563           | 2 043                   | 2 190                    | 147                                       |
| 374,2                      | 221,3                                     | 3,04                                                    | 0,00304                               | 4,428          | 4,438           | 2 114                   | 2 114                    | 0                                         |

Tabelul 3.9 B

Tabelul Mollier pentru apă și vapori de apă saturați

| Tempera-<br>tura, $t$<br>°C | Presi-<br>unea, $p$<br>kgf/cm <sup>2</sup> | Volumul specific                      |                                       | Entropia                        |                 | Entalpia                  |                 | Căldura de<br>vaporizare,<br>$r$<br>kcal/kg |
|-----------------------------|--------------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------|-----------------|---------------------------|-----------------|---------------------------------------------|
|                             |                                            | lichid<br>$v'$<br>dm <sup>3</sup> /kg | vapori<br>$v''$<br>m <sup>3</sup> /kg | lichid<br>$s'$<br>kcal/(kg · K) | vapori<br>$s''$ | lichid<br>$h'$<br>kcal/kg | vapori<br>$h''$ |                                             |
| 0                           | 0,0062                                     | 1,0002                                | 206,3                                 | 0                               | 2,1863          | 0                         | 597,2           | 597,2                                       |
| 10                          | 0,0125                                     | 1,0004                                | 106,4                                 | 0,0361                          | 3,1253          | 10,04                     | 601,6           | 591,6                                       |
| 20                          | 0,0238                                     | 1,0018                                | 57,84                                 | 0,0708                          | 2,0697          | 20,03                     | 606,0           | 586,0                                       |
| 30                          | 0,0432                                     | 1,0044                                | 32,93                                 | 0,1042                          | 2,0187          | 30,00                     | 610,4           | 580,4                                       |
| 40                          | 0,0752                                     | 1,0079                                | 19,55                                 | 0,1366                          | 1,9718          | 39,98                     | 614,7           | 574,7                                       |
| 50                          | 0,1258                                     | 1,0121                                | 12,05                                 | 0,1679                          | 1,9287          | 49,95                     | 619,0           | 569,0                                       |
| 60                          | 0,2031                                     | 1,0171                                | 7,682                                 | 0,1984                          | 1,8891          | 59,94                     | 623,2           | 563,3                                       |
| 70                          | 0,3177                                     | 1,0228                                | 5,049                                 | 0,2280                          | 1,8522          | 69,93                     | 627,3           | 557,4                                       |
| 80                          | 0,4829                                     | 1,0290                                | 3,410                                 | 0,2567                          | 1,8178          | 79,95                     | 631,3           | 551,3                                       |
| 90                          | 0,7149                                     | 1,0359                                | 2,361                                 | 0,2848                          | 1,7858          | 89,98                     | 635,1           | 545,1                                       |
| 100                         | 1,0332                                     | 1,0435                                | 1,673                                 | 0,3121                          | 1,7561          | 100,04                    | 638,9           | 538,9                                       |
|                             |                                            |                                       |                                       |                                 |                 |                           |                 |                                             |
| 110                         | 1,4609                                     | 1,0515                                | 1,210                                 | 0,3387                          | 1,7282          | 110,12                    | 642,5           | 532,4                                       |
| 120                         | 2,0245                                     | 1,0603                                | 0,8914                                | 0,3647                          | 1,7018          | 120,3                     | 646,0           | 525,7                                       |
| 130                         | 2,7544                                     | 1,0697                                | 0,6680                                | 0,3901                          | 1,6772          | 130,4                     | 649,3           | 518,9                                       |
| 140                         | 3,685                                      | 1,0789                                | 0,5084                                | 0,4158                          | 1,6539          | 140,6                     | 652,5           | 511,9                                       |
| 150                         | 4,854                                      | 1,0906                                | 0,3924                                | 0,4395                          | 1,6320          | 150,9                     | 655,5           | 504,6                                       |
| 160                         | 6,302                                      | 1,1021                                | 0,3068                                | 0,4637                          | 1,6112          | 161,3                     | 658,3           | 497,0                                       |
| 170                         | 8,076                                      | 1,1144                                | 0,2426                                | 0,4874                          | 1,5914          | 171,7                     | 660,9           | 489,2                                       |
| 180                         | 10,225                                     | 1,1275                                | 0,1939                                | 0,5107                          | 1,5721          | 182,2                     | 663,2           | 481,0                                       |
| 190                         | 12,800                                     | 1,1415                                | 0,1564                                | 0,5336                          | 1,5538          | 192,8                     | 665,3           | 472,5                                       |
| 200                         | 15,857                                     | 1,1565                                | 0,1273                                | 0,5662                          | 1,5358          | 203,5                     | 667,0           | 463,5                                       |
|                             |                                            |                                       |                                       |                                 |                 |                           |                 |                                             |
| 210                         | 19,456                                     | 1,1726                                | 0,1043                                | 0,5788                          | 1,5184          | 214,3                     | 668,3           | 454,0                                       |
| 220                         | 23,659                                     | 1,1900                                | 0,0861                                | 0,6010                          | 1,5012          | 225,3                     | 669,3           | 443,9                                       |
| 230                         | 28,531                                     | 1,2088                                | 0,0715                                | 0,6229                          | 1,4840          | 236,4                     | 669,7           | 433,3                                       |
| 240                         | 34,140                                     | 1,2291                                | 0,0597                                | 0,6448                          | 1,4668          | 247,7                     | 669,6           | 421,9                                       |
| 250                         | 40,56                                      | 1,2512                                | 0,0501                                | 0,6667                          | 1,4499          | 259,2                     | 669,0           | 409,8                                       |
| 260                         | 47,87                                      | 1,2755                                | 0,0421                                | 0,6886                          | 1,4327          | 271,0                     | 667,8           | 396,8                                       |
| 270                         | 56,14                                      | 1,3023                                | 0,0356                                | 0,7103                          | 1,4153          | 283,0                     | 665,9           | 382,9                                       |
| 280                         | 65,46                                      | 1,3321                                | 0,0301                                | 0,7321                          | 1,3978          | 295,3                     | 663,5           | 368,2                                       |
| 290                         | 75,92                                      | 1,3655                                | 0,0255                                | 0,7542                          | 1,3797          | 308,0                     | 660,2           | 352,2                                       |
| 300                         | 87,61                                      | 1,4036                                | 0,0216                                | 0,7767                          | 1,3613          | 321,0                     | 656,1           | 335,1                                       |
|                             |                                            |                                       |                                       |                                 |                 |                           |                 |                                             |
| 310                         | 100,64                                     | 1,448                                 | 0,0183                                | 0,7994                          | 1,3415          | 334,6                     | 650,8           | 316,2                                       |
| 320                         | 115,13                                     | 1,499                                 | 0,0154                                | 0,8229                          | 1,3206          | 349,0                     | 644,2           | 295,2                                       |
| 330                         | 131,18                                     | 1,562                                 | 0,0130                                | 0,8476                          | 1,2983          | 364,2                     | 636,0           | 271,8                                       |
| 340                         | 148,06                                     | 1,641                                 | 0,0108                                | 0,8734                          | 1,2728          | 380,7                     | 625,6           | 244,8                                       |
| 350                         | 168,63                                     | 1,747                                 | 0,0088                                | 0,9015                          | 1,2433          | 398,9                     | 611,9           | 213,0                                       |
| 360                         | 190,42                                     | 1,907                                 | 0,00696                               | 0,9353                          | 1,2072          | 420,9                     | 592,8           | 171,9                                       |
| 370                         | 214,68                                     | 2,23                                  | 0,00500                               | 0,9842                          | 1,1506          | 452,3                     | 559,3           | 107,0                                       |
| 374                         | 225,2                                      | 2,79                                  | 0,00365                               | 1,04                            | 1,09            | 488                       | 523             | 35                                          |
| 374,2                       | 225,6                                      | 3,04                                  | 0,00304                               | 1,06                            | 1,06            | 505                       | 505             | 0                                           |

3.5.1.7. Entalpia vaporilor umezi — adică entalpia sistemului bifazic conținând abur și apă lichidă — este

$$h'_u = h' + xr \quad (3.65)$$

sau

$$h''_u = h'' - (1-x)r \quad (3.66)$$

$x$  fiind cantitatea, în kilograme, de vaporii care se găsește într-un kilogram de vaporii umezi (litru vaporilor).

3.5.1.8. Entalpia vaporilor supraîncălziți — adică a vaporilor saturați care au primit încă o cantitate  $q_{sup}$  de căldură, numită *căldură de supraîncălzire*, este:

$$h''' = h'' + q_{sup} \quad (3.67)$$

Căldura de supraîncălzire este o căldură sensibilă

$$q_{sup} = c''_{p,m} \left| \frac{t_{sup}}{t_{sat}} \right| (t_{sup} - t_{sat}) \quad (3.68)$$

unde:  $t_{sup}$  este temperatura vaporilor supraîncălziți;

$t_{sat}$  — temperatura de saturație (de fierbere), la presiunea  $p$ ;

$c''_{p,m} \left| \frac{t_{sup}}{t_{sat}} \right|$  — căldura masică medie între temperaturile  $t_{sat}$  și  $t_{sup}$ , la presiunea  $p$ ;

$p$  — presiunea vaporilor.

Din ecuațiile (3.63), (3.64), (3.67), (3.68), rezultă pentru entalpia vaporilor supraîncălziți

$$h''' = h' + r + q_{sup} \quad (3.69)$$

sau

$$h''' = c'_m \left| \frac{t_{sat}}{t_{sat}} \right| + r + c''_{p,m} \left| \frac{t_{sup}}{t_{sat}} \right| (t_{sup} - t_{sat}) \quad (3.70)$$

Exemplu. Să se calculeze entalpia vaporilor de apă supraîncălziți la 320°C și 15,69 · 10<sup>5</sup> Pa (16 kgf/cm<sup>2</sup>).

|   |                                                               |                     |                         |                     |             |
|---|---------------------------------------------------------------|---------------------|-------------------------|---------------------|-------------|
| 1 | Presiunea absolută                                            | $p$                 | 15,69 · 10 <sup>5</sup> | Pa                  | Dată        |
|   | Idem                                                          |                     | 16,0                    | kgf/cm <sup>2</sup> |             |
| 2 | Temperatura vaporilor                                         | $t_{sup}$           | 320                     | °C                  | Dată        |
| 3 | Temperatura de saturație                                      | $t_{sat}$           | 200,4                   | °C                  | Tabelul 3.9 |
| 4 | Entalpia apei la $p$ și $t_{sat}$                             | $h'$                | 854,2                   | kJ/kg               | Tabelul 3.9 |
|   | Idem                                                          |                     | 204,0                   | kcal/kg             |             |
| 5 | Căldura de vaporizare la                                      | $r$                 | 1 938                   | kJ/kg               | Tabelul 3.9 |
|   | Idem                                                          |                     | 463,0                   | kcal/kg             |             |
| 6 | Intervalul de supraîncălzire                                  | $t_{sup} - t_{sat}$ | 119,6                   | grade               | (2) — (3)   |
| 7 | Căldura masică medie a vaporilor între $t_{sup}$ și $t_{sat}$ | $c''_{p,m}$         | 2,416                   | kJ/(kg · K)         | Tabelul 3.6 |
|   | Idem                                                          |                     | 0,577                   | kcal/(kg · K)       |             |
| 8 | Căldura de supraîncălzire                                     | $q_{sup}$           | 289                     | kJ/kg               | (6) (7)     |
|   | Idem                                                          |                     | 69,0                    | kcal/kg             |             |
| 9 | Entalpia vaporilor supraîncălziți                             | $h'''$              | 3 081                   | kJ/kg               | Ec. (3.70)  |
|   | Idem                                                          |                     | 736                     | kcal/kg             |             |

Exemplu. Un supraîncălziător funcționează în condițiile de la punctul 1—4 din tabelul următor. Să se calculeze căldura consumată de supraîncălziător.

După datele din tabel rezultă că la intrarea în supraîncălziător vaporii sînt umezi, iar la ieșire sînt supraîncălziți.

Căldura consumată este deci:

$$Q = D(h''' - h') \quad (3.71)$$

|    |                                                      |                     |                        |                     |             |
|----|------------------------------------------------------|---------------------|------------------------|---------------------|-------------|
| 1  | Date                                                 |                     |                        |                     |             |
| 2  | Debitul vaporilor prin supraîncălziător              | $D$                 | 3 000                  | kg/h                | Dată        |
| 3  | Presiunea (absolută) a vaporilor                     | $p$                 | 20,6 · 10 <sup>5</sup> | Pa                  | Dată        |
|    | Idem                                                 |                     | 21,0                   | kgf/cm <sup>2</sup> |             |
| 4  | Umiditatea vaporilor la intrare                      | 100(1-x)            | 4                      | %                   | Dată        |
|    | Idem                                                 |                     |                        |                     |             |
| 5  | Temperatura vaporilor la ieșire                      | $t_{sup}$           | 340                    | °C                  | Dată        |
| 6  | Entalpia vaporilor umezi la intrare                  | $h''$               | 2 800                  | kJ/kg               | Tabelul 3.9 |
|    | Idem                                                 |                     | 668,8                  | kcal/kg             |             |
| 7  | Căldura de vaporizare la presiunea $p$               | $r$                 | 1 882                  | kJ/kg               | Tabelul 3.9 |
|    | Idem                                                 |                     | 449,5                  | kcal/kg             |             |
| 8  | Umiditatea (lichid în 1 kg vaporii umezi)            | 1-x                 | 0,04                   | kg/kg               | (3)/100     |
|    | Idem                                                 |                     |                        |                     |             |
| 9  | Entalpia vaporilor la intrare                        | $h'_u$              | 2 725                  | kJ/kg               | Ec. (3.66)  |
|    | Idem                                                 |                     | 650,9                  | kcal/kg             |             |
| 10 | Entalpia vaporilor supraîncălziți la ieșire          |                     |                        |                     |             |
| 11 | Temp. de saturație (de fierbere) la presiunea $p$    | $t_{sat}$           | 215                    | °C                  | Tabelul 3.9 |
| 12 | Intervalul de supraîncălzire                         | $t_{sup} - t_{sat}$ | 125                    | K                   | (4) — (9)   |
| 13 | Căldura masică medie în intervalul de supraîncălzire | $c''_{p,m}$         | 2,320                  | kJ/(kg · K)         | Tabelul 3.6 |
|    | Idem                                                 |                     | 0,554                  | kcal/(kg · K)       |             |
| 14 | Căldura de supraîncălzire                            | $q_{sup}$           | 290,0                  | kJ/kg               | (11) (10)   |
|    | Idem                                                 |                     | 69,2                   | kcal/kg             |             |
| 15 | Entalpia vaporilor supraîncălziți, la ieșire         | $h'''$              | 3 090                  | kJ/kg               | (5) + (12)  |
|    | Idem                                                 |                     | 738                    | kcal/kg             |             |
| 16 | Căldura consumată în supraîncălziător                |                     |                        |                     |             |
| 17 | Pentru un kilogram de abur                           | $q$                 | 365                    | kJ/kg               | (13) — (8)  |
|    | Idem                                                 |                     | 87,2                   | kcal/kg             |             |
| 18 | Căldura consumată în supraîncălziător                | $Q$                 | 1 095                  | MJ/h                | (1) (14)    |
|    | Idem                                                 |                     | 262                    | Mcal/h              |             |

Pentru astfel de probleme, referitoare la vaporii umezi, saturați și supraîncălziți, se recomandă folosirea diagramelor  $h$ ,  $s$  și  $T$ ,  $s$ , construite pentru substanțele mai des folosite în tehnică.

— Se trasează curba limită inferioară sau curba de fierbere OC, care reprezintă starca lichidului la punctul de fierbere, cu ajutorul punctelor de coordonate  $h'$  și  $s'$  din tabelul 3.9.

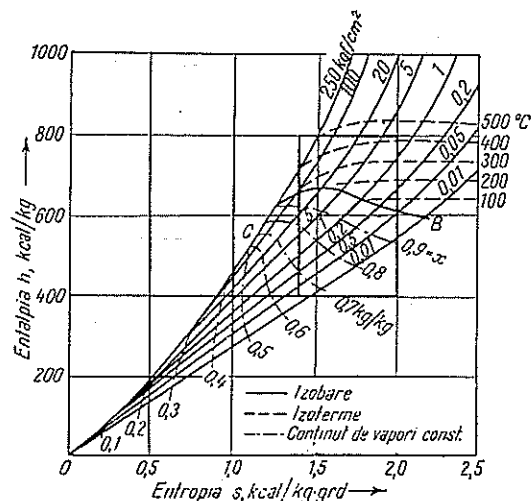


Fig. 3.6. Diagrama  $h, s$  pentru apă și vapori de apă.

— Cele două curbe limită se racordează în punctul critic  $C$ . În concavitatea curbei  $OCB$  este domeniul punctelor reprezentative ale diferitelor stări de vapori umezi, iar deasupra curbei  $BC$  este domeniul punctelor reprezentative ale vaporilor supraîncălziți.

— Se unesc, cu linii drepte, punctele de pe cele două curbe limită, care corespund la aceleași temperaturi. Aceste linii sînt liniile izoterme din domeniul vaporilor umezi: ele sînt drepte pentru că atât entalpia (ordonată) cît și entropia (abscisa) sînt mărimi extensive (proporționale cu masa), egale cu suma mărimilor respective pentru cele două faze — lichid și vapor — ale vaporilor umezi:

$$h''_u = h' + xr \quad (3.72)$$

$$s_u'' = s' + \frac{xr}{T} \quad (3.73)$$

de unde, prin eliminarea lui  $x$ ,

$$s_u'' - s' = \frac{h_u'' - h'}{\tau} \quad (3.74)$$

$$\frac{h''_u - h'_u}{s''_u - s'_u} = T \quad (3.75)$$

— Din cele arătate mai sus, rezultă că în domeniul vaporilor umezi, liniile izoterme sînt și izobare; ele întîlnesc curba limită inferioară aproape tangential.

— Din ecuațiile (3.72) și (3.73) se vede că diferențele ( $h''-h'$ ) și ( $s''-s'$ ) sînt proporționale cu titrul vaporilor  $x$ , adică cu cantitatea  $x$  de vapori saturați dintr-un kilogram de vapori umezi. Rezultă că pe fiecare izotermă se găsesc puncte care corespund la  $x=0,0$ ,  $x=0,1$ , ...,  $x=0,9$ ,  $x=1,0$ ; ele împart fiecare izotermă în părți egale.

— Curbele de titru  $x$  constant se trasează unind punctele de aceeași valoare a titrului  $x$  de pe izoterme; curbele de titru constant converg către punctul critic, de unde se respiră către izotermele de presiune mai mică.

— În domeniul vaporilor supraîncălziți, izobarele și izotermele se despart: izobarele se curbează în sus, iar izotermele se curbează în jos pentru a deveni aproape orizontale.

— În domeniul vaporilor umezi, pe izoterme nu se notează valoarea temperaturilor; temperaturile se citesc pe izotermele din domeniul vaporilor supraîncălziți, în punctul în care acestea întâlnesc curba limită superioară.

— Unele diagrame  $h, s$  conțin și curbele izocore (de volum specific constant).

În fig. 3.6 este prezentată diagrama  $h, s$  (Mollier) la scară mică, iar în fig. 3.7 este prezentată, la scară mai mare, porțiunea dreptunghiului însemnat în fig. 3.6; această porțiune a diagramei  $h, s$  reprezintă domeniul mai des folosit al diagramei lui Mollier.

Diagramele  $h$ ,  $s$  au fost construite și pentru alte substanțe: amoniac, bioxid de carbon, bioxid de sulf ș.a.

*Exemplu.* Să se rezolve, cu ajutorul diagramei  $h, s$  problema din exemplul precedent.

|     |                                                  |        |       |         |                  |
|-----|--------------------------------------------------|--------|-------|---------|------------------|
| 8'  | Entropia (vaporilor umezi), la<br>intrare        | $h''$  | 650   | kcal/kg | Fig. 3.7, obs. 1 |
|     | Idem                                             |        | 2 721 | kJ/kg   |                  |
| 13' | Entropia (vaporilor supraîncălziți)<br>la ieșire | $h'''$ | 745   | kcal/kg | Fig. 3.7, obs. 2 |
|     | Idem                                             |        | 3 119 | kJ/kg   |                  |
| 14' | Căldura consumată pentru un kg<br>de vapori      | $q$    | 95    | kcal/kg | (13')—(8')       |
|     | Idem                                             |        | 398   | kJ/kg   |                  |
| 15' | Căldura consumată în supraîncă-<br>lțitor        | $Q$    | 285   | Mcal/h  | (3) (14')        |
|     | Idem                                             |        | 1 194 | MJ/h    |                  |

Obs: 1) Entalpia vaporilor umezi se găsește citind ordonata punctului de intersecție a izobarei de 21 kg/cm<sup>2</sup> cu linia  $x=(100-4)/100=0,96$ .

Obs. 2) Entalpia vaporilor supraîncălziți se găsește citind ordonata punctului de intersecție a izobarei, de 21 kgf/cm<sup>2</sup> cu izoterma de 340°C.

Diferența față de rezultatul obținut în exemplul precedent se explică prin precizia mai mică a citirilor pe diagramă. În majoritatea calculelor grafice, precizia se încadrează în precizia utilă, tehnică, dacă graficele sînt la scară destul de mare.

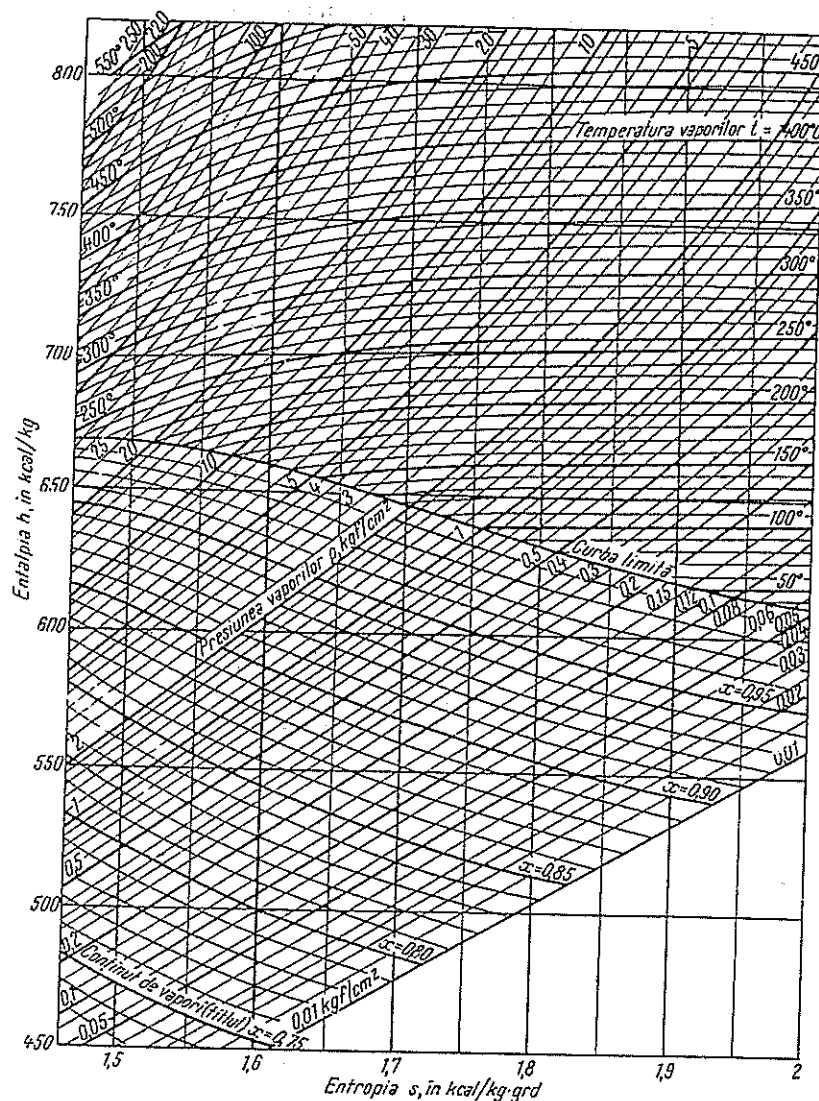


Fig. 3.7. Diagrama Mollier pentru apă și vapori de apă.

b) Diagrama  $T, s$  este mult folosită în studiul proceselor tehnice, în special din cauza ușurinței cu care sînt reprezentate schimbările adiabatice (linii verticale) și cele izoterme (linii orizontale).

Axa ordonatelor a diagramei din fig. 3.8 reprezintă temperatura  $T$  sau  $t$ , iar axa absciselor, entropia  $s$ . Pe lângă cele două curbe limită — inferioară și superioară — diagrama mai conține curbele izobare, izocore, izentalpice și curbele ( $x=\text{const}$ ) de titru constant.

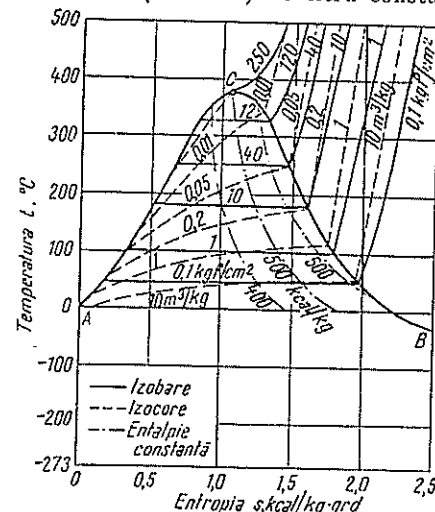


Fig. 3.8. Diagrama  $T, s$  pentru apă.

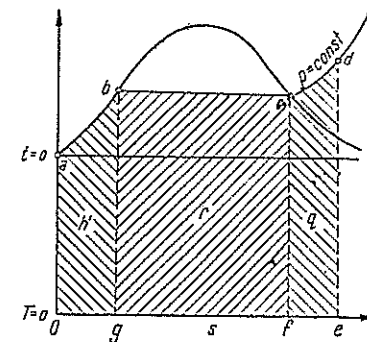


Fig. 3.9. Determinarea entalpiei vaporilor diagrama  $t, s$ .

Construcția diagramei:

— Se trasează curba limită inferioară, adică curba de fierbere  $AC$ , cu ajutorul punctelor definite de coordonatele, temperatură și entropie ( $t$  și  $s'$ ) la diferite presiuni. Corespondența între temperatura de fierbere a lichidului și entropia lichidului se ia din tabelul 3.9. Curba  $AC$  reprezintă starea lichidului în fierbere, la diferite presiuni.

— Curba limită superioară, adică curba de condensare  $BC$ , se trasează în același mod, cu ajutorul coordonatelor  $t$  și  $s''$  din tabelul pentru vaporii saturați. Curba  $BC$  este locul geometric al punctelor care reprezintă starea vaporilor saturați, la diferite presiuni.

— Cele două curbe limită  $AC$  și  $BC$  se racordează în punctul critic. Pentru că temperatura punctului critic este temperatura maximă pe care o poate avea lichidul și vaporii saturați, rezultă că punctul maxim  $C$  al curbei  $ACB$  corespunde punctului critic al substanței.

— Domeniul din concavitatea curbei  $ACB$  corespunde stărilor de trecere de la lichidul în fierbere, la starea de vaporii saturați, este deci domeniul vaporilor umezi.

— Entropia, fiind o mărime extensivă, este pentru vaporii umezi suma entropiei lichidului și a vaporilor: entropia vaporilor umezi crește liniar cu cât titrul vaporilor crește. Rezultă că, dacă se împart porțiunile de orizontală (izoterme) dintre curbele limită, în zece părți egale, (punctele de divizare reprezintă punctele de titru  $x=0$  (pe curba  $AC$ , de fierbere),  $x=0,1, 0,2, \dots, 0,9, 1,0$  (pe curba  $BC$ , de condensare). Unind punctele de aceeași valoare a lui  $x$ , se obțin curbele de  $x=\text{constant}$  (titru constant).

— În domeniul vaporilor umezi, liniile orizontale, reprezentând izotermele, sînt și izobare. Deasupra curbei de condensare, izotermele rămîn orizontale, iar izobarele se curbează în sus.

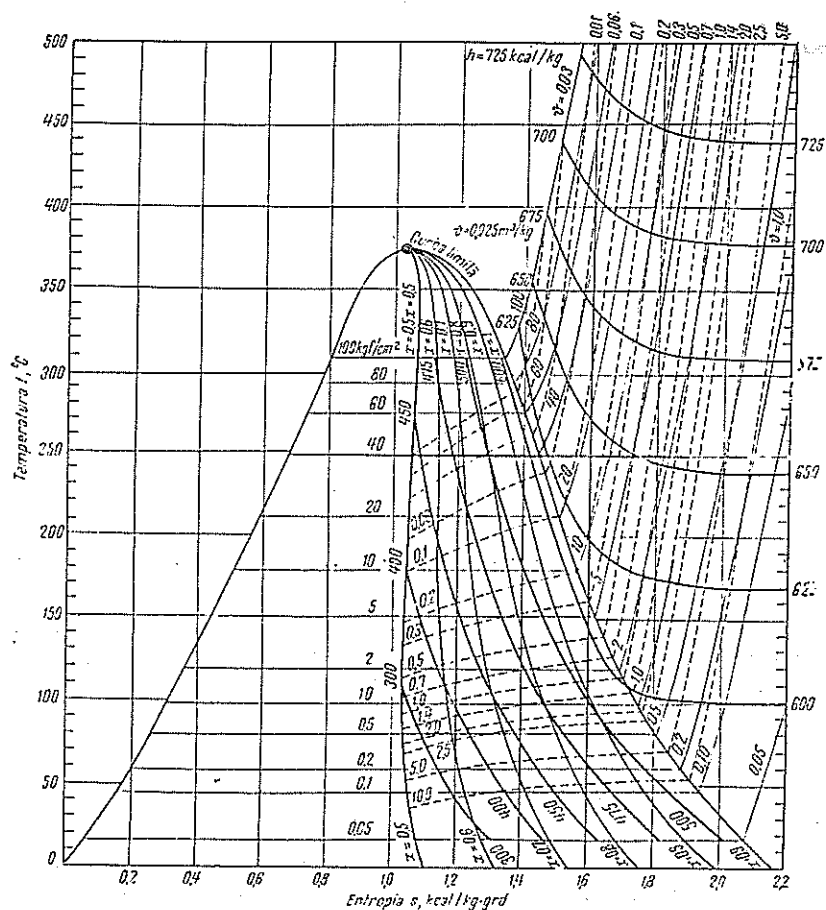


Fig. 3.10. Diagrama  $T, s$  pentru apă și vapori de apă.

— Entalpia vaporilor a căror stare este reprezentată printr-un punct  $d$  pe diagramă (fig. 3.9) se determină planimetrînd suprafața  $abcdefgO$ , mărginită sus de curba de fierbere ( $ab$ ), continuată cu izobara punctului reprezentativ, și jos de axa absciselor la 0 Kelvin, la stînga și la dreapta de verticala punctului standard și a punctului reprezentativ  $d$ .

Aria acestor suprafețe este

$$\left( \int_0^s T ds \right)_p = (Q)_p = h \quad (3.76)$$

formată din trei porțiuni:

$$(Oabg) = h', (bcfg) = r \text{ și } (cdef) = q.$$

De-a lungul curbei de fierbere nu s-a respectat condiția  $p = \text{const}$  a integralei din ecuația (3.76), dar la lichide variația entalpiei cu presiunea este neglijabilă.

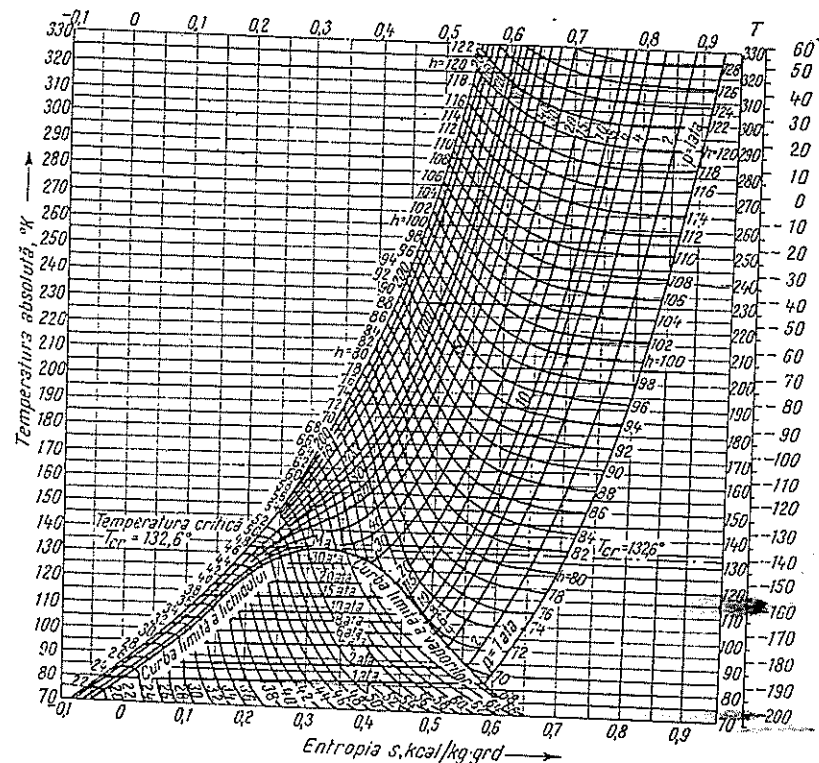


Fig. 3.11. Diagrama  $T, s$  pentru aer.

Curbele de entalpie constantă (izentalpice) din diagramă se obțin prin unirea punctelor de aceeași entalpie.

În fig. 3.10 este reprezentată diagrama  $T, s$  la scară mai mare, pentru apă și vapori de apă, iar în figura 3.11 diagrama  $T, s$  pentru aer. În manualele tehnice se găsesc și diagrama  $T, s$  pentru alte substanțe folosite mai des în tehnică.

3.5.1.9. Entalpia gazelor la presiuni înalte se determină prin folosirea unei metode bazate pe legea stărilor corespondente, analoagă celor aplicate (v. 3.3.2.3) pentru determinarea căldurii masice la presiuni înalte. Diagrama din fig. 3.12 dă, pentru toate gazele, valoarea expresiei  $\Delta h^*/T$  în funcție de presiunea redusă și de temperatura redusă.  $\Delta H^*$  este diferența ( $H^* - H$ ) dintre entalpia molară  $H^*$  la temperatura  $T'$  a gazului la o presiune destul



de scăzută (de obicei presiunea normală), pentru ca gazul să fie considerat ideal, adică cu entalpia neinfluențată de scăderea presiunii, și entalpia  $H$  a gazului la presiunea înaltă  $p$  și temperatura  $t$ .

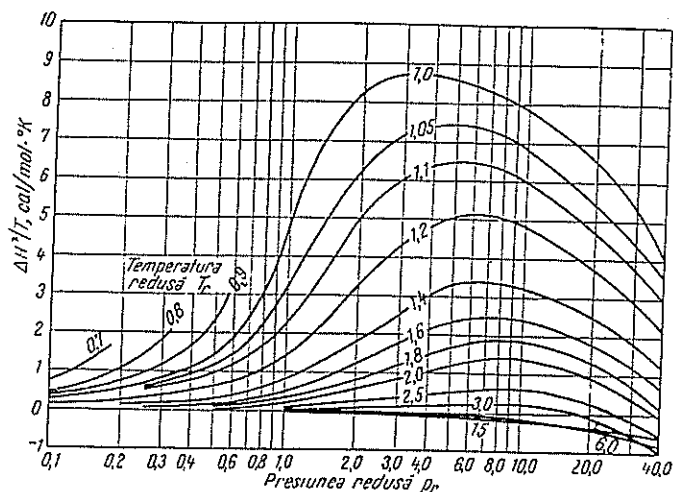


Fig. 3.12. Diagrama pentru determinarea entalpiei gazelor la siuni înalte.

**Exemplu.** Să se calculeze entalpia bioxidului de carbon la temperatura de 100°C și presiunea  $40,53 \cdot 10^5$  Pa (40 atm).

|    |                                                                       |                 |                    |             |             |
|----|-----------------------------------------------------------------------|-----------------|--------------------|-------------|-------------|
| 1  | Presiunea gazului                                                     | $p$             | $40,53 \cdot 10^5$ | Pa          | Data        |
| 2  | Idem                                                                  |                 | 40                 | atm         |             |
| 3  | Presiunea critică                                                     | $p_c$           | $74,0 \cdot 10^5$  | Pa          | Tabelul 2.5 |
| 4  | Idem                                                                  |                 | 73,0               | atm         |             |
| 5  | Presiunea redusă                                                      | $p_r$           | 0,548              | Adimension. | (1)/(2)     |
| 6  | Temperatura gazului                                                   | $t$             | 100                | °C          | Data        |
| 7  | Temperatura absolută                                                  | $T$             | 373                | K           | (4)+273     |
| 8  | Temperatura critică                                                   | $t_c$           | 31,1               | °C          | Tabelul 2.5 |
| 9  | Temperatura absolută critică                                          | $T_c$           | 304                | K           | (6)+273     |
| 10 | Temperatura redusă                                                    | $T_r$           | 1,23               | Adimension. | (5)/(7)     |
| 11 | Valoarea expresiei $\Delta H^*/T$ la $p_r$ și $T_r$                   | $\Delta H^*/T$  | 2,51               | J/(mol·K)   | Fig. 3.12   |
| 12 | Idem                                                                  |                 | 0,60               | cal/(mol·K) |             |
| 13 | Diferența $\Delta H^* = H^* - H$                                      | $\Delta H^*$    | 935                | J/mol       | (9)·(5)     |
| 14 | Idem                                                                  |                 | 224                | cal/mol     |             |
| 15 | Căldura molară medie a gazului între 0 și $t$ °C la presiunea normală | $ C_{p,m} _0^t$ | 38,23              | J/(mol·K)   | Tabelul 3.5 |
| 16 | Idem                                                                  |                 | 9,17               | cal/(mol·K) |             |
| 17 | Entalpia molară a gazului la presiune normală și temperatura $t$      | $H^*$           | 3 823              | J/mol       | (11)·(4)    |
| 18 | Idem                                                                  |                 | 917                | cal/mol     |             |
| 19 | Entalpia molară a gazului la $p$ și $t$                               | $H$             | 2 887              | J/mol       | (12)–(10)   |
| 20 | Idem                                                                  |                 | 693                | cal/mol     |             |

|    |                                            |     |      |         |           |
|----|--------------------------------------------|-----|------|---------|-----------|
| 14 | Masa moleculară a gazului                  | $M$ | 44   | g/mol   | (13)/(14) |
| 15 | Entalpia specifică a gazului la $p$ și $t$ | $h$ | 65,6 | kJ/kg   |           |
|    | Idem                                       |     | 15,8 | kcal/kg |           |

**3.5.1.10. Entalpia aerului umed.** Problema în care intervin calcule de entalpie a aerului umed apar frecvent în problemele de umezire, încălzire și răcire a aerului, răcirea apei cu ajutorul aerului, uscarea materialelor etc.

S-a arătat anterior (v. 2.5.6.2), că în calculele asupra aerului umed este comod a raporta valoarea mărimilor extensive la o cantitate  $(1+x)$  de aer umed, formată din un kilogram aer (uscat) plus  $x$  kg vapori de apă (umezeală) care însoțește un kilogram de aer uscat.

Și entalpia se referă tot la această cantitate de aer umed

$$H_{um} = h_{us} + x h_{um}''' \quad (3.77)$$

unde:  $H_{um}$  este entalpia a  $(1+x)$  kg aer umed;

$h_{us}$  — entalpia unui kilogram de aer uscat;

$h_u$  — entalpia unui kilogram vapori de apă (supraîncălziți);

$x$  — cantitatea (kilograme) de vapori de apă care însoțesc un kilogram de aer uscat.

Entalpia aerului uscat  $h_{us}$  se calculează ca pentru orice gaz după ecuația (3.54):

$$h_{us} = |c_{p,m}|_0^t t \quad (3.78)$$

Entalpia vaporilor (a umezelii)  $h_u''$  se calculează după ecuația (3.70):

$$h_u'' = |c_m|_0^{t_{sat}} t_{sat} + r + |c_{p,m}|_{t_{sat}}^t (t - t_{sat}) \quad (3.79)$$

în care:  $|c_m|_0^{t_{sat}}$  este căldura masică medie a apei lichide între 0°C și  $t_{sat}$ ;

$t_{sat}$  — punctul de rouă, adică temperatura la care aerul cu conținutul de umezeală  $x$  devine saturat (temperatura de condensare);

$t$  — temperatura aerului umed;

$|c_{p,m}|_{t_{sat}}^r$  — căldura de vaporizare a apei la temperatura  $t_{sat}$ ;

$|c_{p,m}|_{t_{sat}}^t$  — căldura masică medie a vaporilor de apă, între temperatura de saturație și temperatura  $t$  a aerului umed.

a) **Temperatura de saturație** (de condensare) se găsește în modul următor:

— se dă sau se calculează conținutul de umezeală  $x$  (v. 2.5.6.2. a);

— se calculează cu ajutorul ecuației (2.53), presiunea parțială  $p_v$  a vaporilor de apă;

— se caută în tabelul 2.6, temperatura corespunzătoare presiunii de vapori  $p_v$ .

**Exemplu.** Să se calculeze entalpia aerului umed în condițiile date în tabelul de mai jos.

|    |                                                                         |         |             |                |
|----|-------------------------------------------------------------------------|---------|-------------|----------------|
| 1  | Date                                                                    |         |             |                |
| 2  | Temperatura aerului umed $t$                                            | 30      | °C          | Data           |
|    | Gradul de saturație $\phi$                                              | 60      | %           | Dat            |
| 3  | Entalpia aerului uscat                                                  |         |             |                |
|    | Căldura masică medie a aerului uscat 0°C și $t$ $ c_{p,m} _0^t$         | 1,00    | kJ/(kg·K)   | Tabelul 3.5 A  |
|    | Idem                                                                    | 0,239   | kcal/(kg·K) |                |
| 4  | Entalpia aerului uscat $h_{us}$                                         | 30,0    | kJ/kg       | (1) (3)        |
|    | Idem                                                                    | 7,17    | kcal/kg     |                |
| 5  | Umezeala aerului                                                        |         |             |                |
|    | Presiune de saturație la temperatura $t$ $p_s$                          | 4243,0  | Pa          | Tabelul 2.6    |
|    | Idem                                                                    | 0,04327 | kgf/cm²     |                |
| 6  | Conținutul maxim de umezeală $x_s$                                      | 0,0272  | kg/kg       | Ec. (3.85)     |
| 7  | Conținutul de umezeală al aerului $x$                                   | 0,0163  | kg/kg       | (2)(6)/100     |
| 8  | Entalpia umezelii                                                       |         |             |                |
|    | Presiune de saturație cu umezeală $x$ $p'_{s,x}$                        | 2 588   | Pa          | Observație     |
|    | Idem                                                                    | 0,0264  | kgf/cm²     |                |
| 9  | Punctul de rouă (de saturație) cu umezeala $x$ $t_{sat}$                | 21,6    | °C          | Tabel 2.6, obs |
| 10 | Căldura masică medie a apei $ c_m _0^{t_{sat}}$                         | 4,19    | kJ/(kg·K)   | Tabel 3.5 A    |
|    | Idem                                                                    | 1,00    | kcal/(kg·K) |                |
| 11 | Entalpia apei lichide la $t_{sat}$ $h'$                                 | 90,50   | kJ/kg       | (9) · (10)     |
|    | Idem                                                                    | 21,6    | kcal/kg     |                |
| 12 | Căldura de vaporizare a apei la $t_{sat}$ $r$                           | 2 450   | kJ/kg       | Tabelul 3.9    |
|    | Idem                                                                    | 585     | kcal/kg     |                |
| 13 | Căldura masică medie a vaporilor de apă $ c_{p,m} _{t_{sat}}^{t_{sat}}$ | 1,86    | kJ/(kg·K)   | Tabelul 3.5    |
|    | Idem                                                                    | 0,445   | kcal/(kg·K) |                |
| 14 | Intervalul de supraîncălzire $t - t_{sat}$                              | 8,4     | K           | (1)–(9)        |
| 15 | Căldura de supraîncălzire $q_{sup}$                                     | 15,6    | kJ/kg       | (13) (14)      |
|    | Idem                                                                    | 3,7     | kcal/kg     |                |
| 16 | Entalpia vaporilor supraîncălziți $h_u'''$                              | 2 556   | kJ/kg       | (11)+(12)+(15) |
|    | Idem                                                                    | 2 103   | kcal/kg     |                |
| 17 | Entalpia umezelii $x h_u'''$                                            | 41,66   | kJ/kg       | (7) (16)       |
|    | Idem                                                                    | 9,95    | kcal/kg     |                |
| 18 | Entalpia aerului umed $H_{um}$                                          | 17,64   | kJ/kg       | (4)+(17)       |
|    | Idem                                                                    | 17,12   | kcal/kg     |                |

Observație. Presiunea  $p'_s$  de saturație a aerului cu umezeala  $x$  se calculează cu ecuația

$$x = 0,622 \frac{p'_s}{p - p'_s} \quad (3.80)$$

Din tabelul 3.9 se găsește temperatura  $t_{sat}$  care corespunde presiunii  $p'_s$ .

Mai puțin exact principal, dar suficient de precis pentru calcule tehnice, entalpia aerului umed se calculează mult mai repede introducând următoarele simplificări:

— căldura masică medie a aerului este considerată constantă și egală cu 1,0 kJ/(kg·K) sau 0,24 kcal/(kg·K);

— entalpia vaporilor se calculează considerînd că vaporizarea se face la 0°C (căldura de vaporizare a apei la 0°C este de 2 500 kJ/kg sau 597 kcal/kg);

— căldura masică medie a vaporilor  $|c_{p,m}|_{t_{sat}}^{t_{sat}}$  este considerată constantă și egală cu 2,0 kJ/(kg·K) sau 0,46 kcal/(kg·K).

Cu aceste simplificări, entalpia aerului umed se poate calcula cu ecuația:

$$H_{um} = t + x(2\,500 + 2t) \quad \text{kJ}/(1+x) \text{ kg} \quad (3.81)$$

sau

$$H_{um} = 0,24t + x(597 + 0,46t) \quad \text{kcal}/(1+x) \text{ kg} \quad (3.82)$$

Exemplu. Cu datele din exemplul precedent, să se calculeze entalpia aerului umed aplicînd ecuațiile simplificate (3.81) și (3.82).

$$H_{um} = 30 + 0,0163(2\,500 + 2 \cdot 30) = 71,7 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{um} = 0,24 \cdot 30 + 0,0163(597 + 0,46 \cdot 30) = 17,2 \text{ kcal/kg}$$

Problemele în legătură cu entalpia aerului umed se rezolvă încă mai repede cu ajutorul diagramelor  $H, x$  alcătuite de Ramzin (fig. 3.15) și apoi de Mollier (fig. 3.1). Aceste diagrame sînt reprezentări grafice diferite ale ecuațiilor (3.81) și (3.82).

b) Construcția diagramei  $H, x$ . Diagrama  $H, x$  se construiește în modul următor:

— pe o dreaptă orizontală  $Ox$ , axa absciselor, se notează valorile conținutului de umezeală  $x$  (fig. 3.13);

— pe această dreaptă, în punctul de abscisă  $x=1$ , se duce perpendiculara  $AE$  pe care se ia, la o scară convenabilă, lungimea  $AB=2\,200$  kJ/kg (sau 597 kcal/kg);

— se duce dreapta  $OB$ ; prin această construcție, fiecare perpendiculară — ca  $CD$  — pe  $Ox$ , are lungimea  $2\,500x$  kJ/kg (sau  $597x$  kcal/kg), care este termenul mijlociu al ecuației (3.81) sau (3.82);

— pe perpendiculara  $AE$  se fixează puncte — ca punctul  $F$  — la distanțele  $2t$  (sau  $0,46t$ ) de  $A$ , în care  $t=10, 20, \dots$  °C; distanța  $BF$  este egală cu  $2\,500+2t$  (sau  $597+0,46t$ ) și reprezintă paranteza ecuației (3.81) sau (3.82);

— se duce dreapta  $OF$ ; segmente ca  $DG$ , pe perpendicularele la  $Ox$  între dreptele  $OB$  și  $OF$  au lungimea  $x(2\,500+2t)$  sau  $x(597+0,46t)$ .

— pe axa verticală se iau distanțe — ca  $OI$  — egale cu  $t$  (sau cu  $0,24t$ ) în care  $t=10, 20, \dots$  °C; prin punctele  $I$  se duc drepte, ca  $IH$ , paralele cu dreptele  $OF$  corespunzătoare aceluiași temperaturi  $t$ ; aceste drepte sînt deci drepte izoterme; ele sînt linii oblice, cu pante diferite, egale cu  $2t$  (respectiv  $0,46t$ );

— intersecțiile (ca punctul  $K$ ) între perpendicularele  $DK$  și oblicele  $IH$ , determină lungimea  $DK$ ; comparînd cu ecuația (3.81), respectiv (3.82), rezultă că această lungime este entalpia aerului umed la temperatura izotermei care trece prin punctul  $K$  și la conținutul de umezeală corespunzător abscisei  $x$  a punctului  $K$ ;

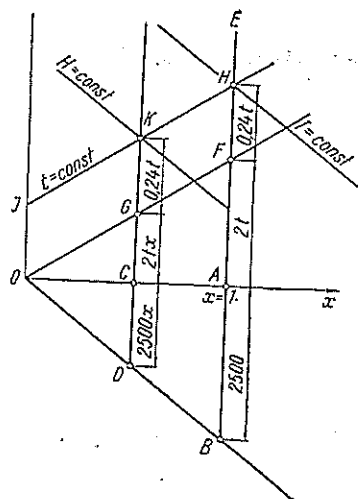


Fig. 3.13. Construcția diagramei  $H, x$ .

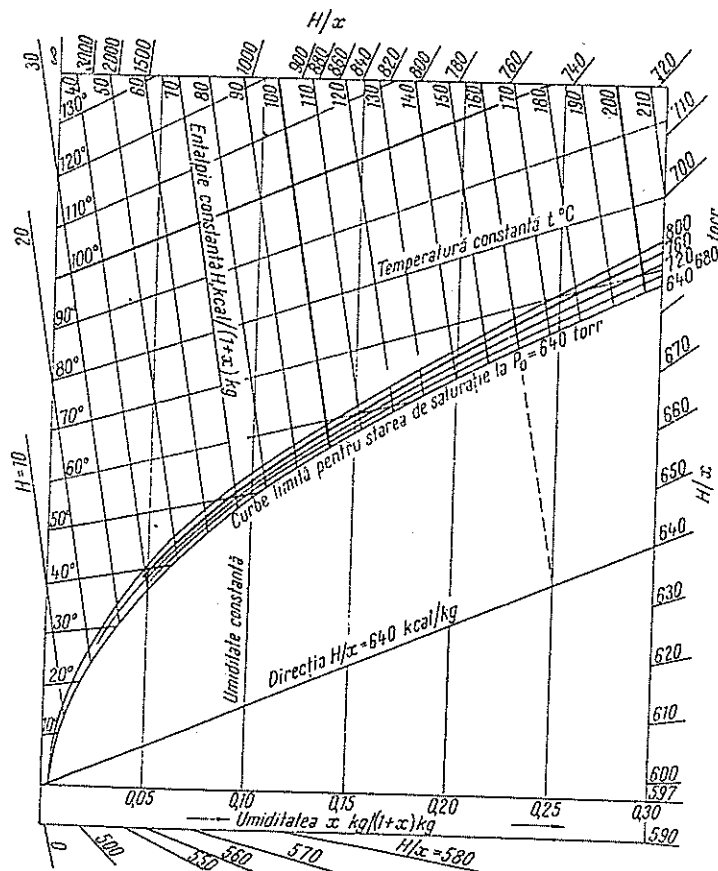


Fig. 3.14 Diagrama  $H, x$  (Mollier) pentru aerul umed.

— liniile izentalpice ( $H_{um} = \text{const.}$ ) sînt drepte echidistante paralele cu linia  $OB$ ;

— se ajunge astfel la un sistem de coordonate oblice, avînd ca abscisă conținutul de umezeală  $x$  și ca ordonată entalpia  $H_{um}$ ; pe diagramele de lucru (fig. 3.14 și 3.15) se omite porțiunea de sub axa absciselor;

— pe diagrama din fig. 3.14 sînt trasate și curbele care reprezintă starea de saturație la diferite presiuni (totale), așa cum rezultă din ecuația:

$$H_{um, s} = t + x_s(2000 + 2t) \text{ kJ/kg} \quad (3.83)$$

respectiv

$$H_{um, s} = 0,24t + x_s(595 + 0,46t) \text{ kcal/kg} \quad (3.84)$$

în care  $x_s$  este conținutul maxim (la saturație) de umezeală:

$$x_s = 0,622 \frac{p_s}{p - p_s} \quad (3.85)$$

unde  $p_s$  este presiunea maximă (de saturație) a vaporilor la diferite temperaturi, iar  $p$  este presiunea totală (barometrică) însemnată pe curba respectivă;

— în aplicațiile tehnice ale aerului umed apare deseori raportul  $(H_2 - H_1)/(x_2 - x_1)$  reprezentînd, grafic, înclinația liniei care unește punctul corespunzător stării inițiale (1) a procesului, definit prin coordonatele  $H_1$  și  $x_1$  și punctul (2) corespunzător stării finale, definit de coordonatele  $H_2$  și  $x_2$ ; în fig. 3.14, sînt notate în afara cadrului diagramei (jos, în dreapta și sus) valorile acestor raporturi pentru diferite înclinații; aceste valori rezultă din direcțiile dreptelor care unesc originea axelor de coordonate cu diferite puncte pe diagramă și făcînd raportul  $H/x$  între coordonatele punctelor:

c) *Diagrama Ramzin pentru aerul umed.* În fig. 3.15 este dată diagrama aerului umed în forma propusă de Ramzin. Deosebirile față de forma precedentă a diagramei sînt:

— diagrama este construită pentru presiunea aerului umed  $p = 0,992 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  (745 torr);

— diagrama conține linii de stare higrometrică (umezeală) constantă ( $\varphi = \text{const.}$ ), trasate cu ajutorul ecuației

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s} \quad (3.86)$$

dedusă din ecuația (2.54); curbele se construiesc unind punctele de coordonate  $x$  și  $t$ , în care  $x$  este valoarea dată de ecuația (3.86) cu  $p_s$ , presiune de saturație a vaporilor de apă, la temperatura  $t$ .

Aceste curbe se duc pînă la intersecția cu izoterma de  $99,4^\circ\text{C}$  (corespunzătoare — pentru vaporii de apă — la presiunea de  $0,992 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  (745 torr); deasupra acestei izoterme ele continuă vertical, deoarece numitorul relației care definește starea higrometrică devine, la temperaturi superioare, temperaturi de fierbere a apei, egal cu presiunea atmosferică:

$$\varphi = \frac{p}{p_s} = \frac{p}{p'} \quad (3.87)$$

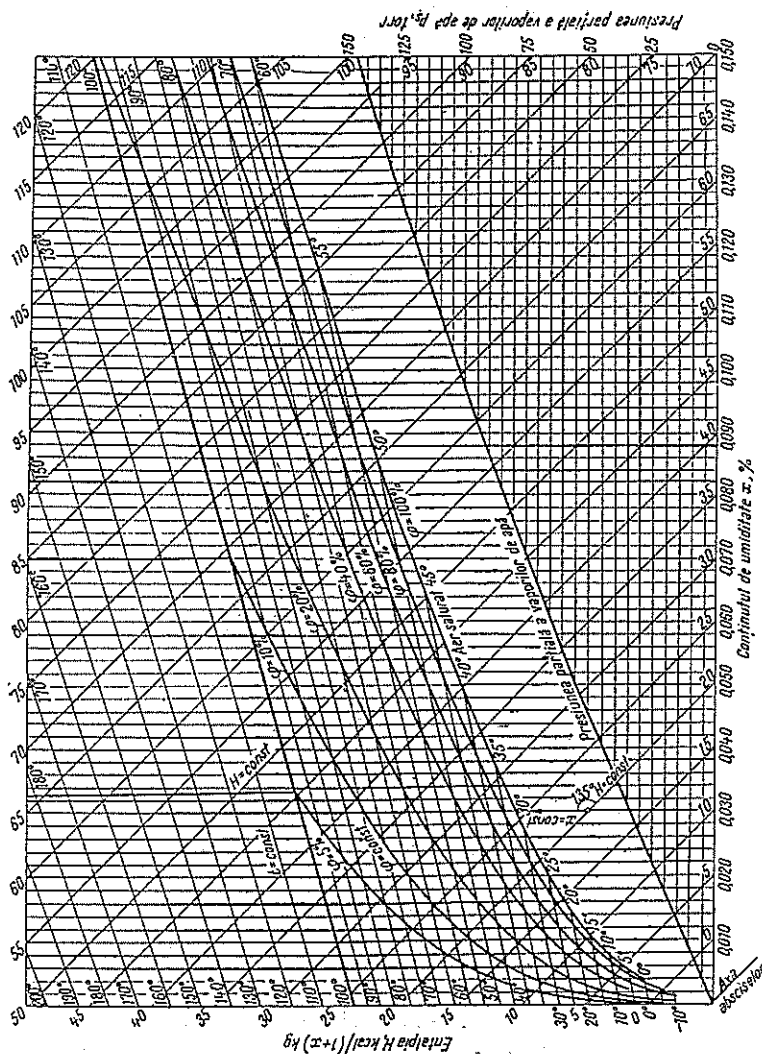


Fig. 3.15. Diagrama Ramzin pentru aerul umed.

și, împreună cu ecuația (3.86),

$$x = 0,622 \frac{\varphi}{1 - \varphi} = \text{const.} \quad (3.88)$$

La temperaturi mai mari decât  $99,4^\circ\text{C}$ , la presiunea de  $0,992 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  (745 torr), și la  $\varphi = \text{const.}$ , conținutul de umezeală al aerului este deci independent de temperatura.

Diagrama Ramzin mai conține, în partea inferioară, și curba care dă, pe scara din dreapta a coordonatelor, presiunea (parțială) a vaporilor de apă.

d) Măsurarea umezelii aerului. Pentru determinarea experimentală a umezelii aerului, sînt folosite următoarele metode și aparate:

— *Metoda gravimetrică* constă din trecerea unei cantități măsurate de aer printr-o substanță absorbantă: clorură de calciu, pentoxid de fosfor, acid sulfuric, care reține umezeala aerului. Metoda gravimetrică dă rezultate precise dar este incomodă pentru măsurări, în afara unui laborator.

— *Higrometrele cu fir de păr sau cu bandă de celuloid* măsoară și indică sau înregistrează alungirea unui fir de păr sau a unei benzi de celuloid ca măsură a umezelii aerului înconjurător. Higrometrele de acest tip au precizie satisfăcătoare numai într-un domeniu restrîns; ele trebuie etalonate prin alte mijloace.

— *Folosirea higrometrelor electrice cu clorură de litiu*; pe un cilindru izolator sînt înfășurate două spirale paralele de sîrmă, care măsoară rezistența electrică a unui film higroscopic conținînd clorură de litiu. Rezistența electrică a filmului variază cu umiditatea sa de echilibru și deci cu umezeala aerului înconjurător. Rezistența se măsoară cu o punte Wheatstone (fig. 3.16).

— *Metoda psihrometrică* se bazează pe măsurarea scăderii de temperatură rezultată din umezirea aerului pînă la saturație, fără aport de căldură din exterior; dacă nu se aduce căldură din exterior, căldura necesară vaporizării apei este furnizată chiar de aerul umed, care — cedînd căldură — își micșorează temperatura.

Psihrometrul este, în principal, format din două termometre: unul măsoară temperatura  $t$  a aerului umed și celălalt, avînd rezervorul învelit cu o pînză umezită, măsoară temperatura  $t'$  a aceluiași aer dar umezit (adiabatic) pînă la saturație. Psihrometrul Assmann (fig. 3.17), construit pe baze științifice, mai are un mic ventilator, cu arc, care aspiră aerul prin două tuburi metalice, nichelate, înăuntrul cărora se găsesc rezervoarele celor două termometre. Debitul ventilatorului este astfel potrivit, încît viteza aerului în tuburi să fie cuprinsă între 2 și 3 m/s.

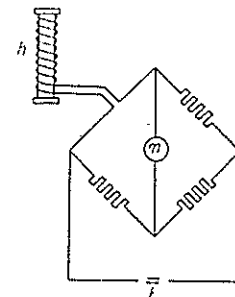


Fig. 3.16. Higrometru electric de clorură de litiu:

$h$  — higrometru;  $t$  — transformator;  $m$  — instrument de măsurare.

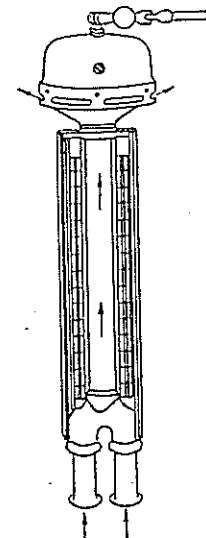


Fig. 3.17. Psihrometrul Assmann.

Ecuția umezirii, fără aport de căldură din exterior, rezultă din egalitatea entalpiei aerului înainte și după umezire (umezire izentalpică-izobarică):

$$H_{um} = t + x(2500 + 2t) = t' + x'(2500 + 2t') \text{ [kJ/kg]} \quad (3.89)$$

$$H_{um} = 0,24t + x(597 + 0,46t) = 0,24t' + x'(597 + 0,46t') \text{ [kcal/kg]} \quad (3.90)$$

unde  $t$  este temperatura termometrului uscat și  $t'$  a termometrului umed, ale psihrometrului, iar  $x'$  este umezeala de saturație la temperatura  $t'$ , dedusă din ecuația (3.85), în care  $p_s$  este presiunea de saturație la temperatura  $t'$ .

e) *Diagrama  $x, t$  pentru aerul umed* (diagrama psihrometrică) (fig. 3.18) servește pentru determinarea valorii mărimilor care intervin în calcule cu aer umed.

Abscisa reprezintă temperatura  $t$  a aerului umed (adică temperatura termometrului uscat), iar ordonata reprezintă conținutul  $x$  de umezeală.

Neglijînd pe  $p_s$  de la numitorul ecuației (3.86), ca fiind mic față de  $p$ , la temperaturi destul de joase, ecuația devine:

$$x = 0,622 \frac{p_s}{p} \quad (3.91)$$

Rezultă că valoarea lui  $x$  este — în aceste condiții — proporțională cu  $p_s$

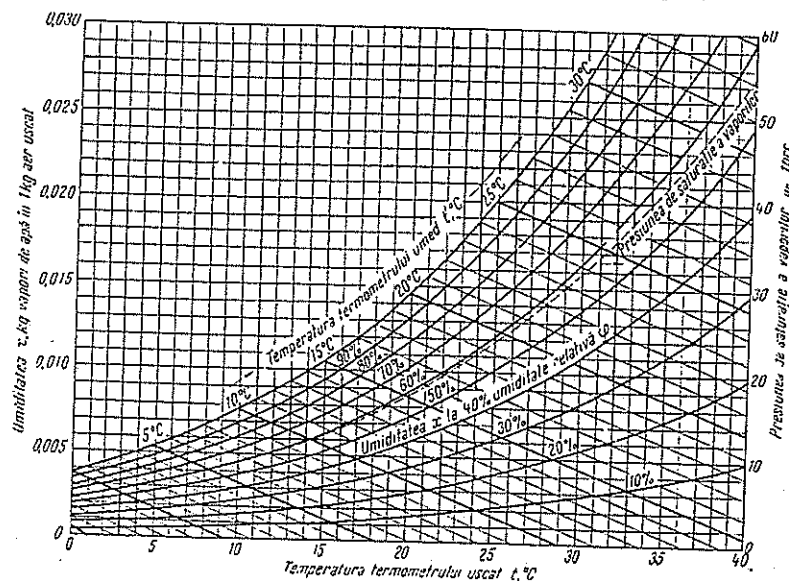


Fig. 3.18. Diagrama  $x, t$  pentru aer umed.

Curba de saturație se trasează prin puncte deduse din ecuația (3.86) în care  $\phi=1$ ,  $p=1,0132 \cdot 10^5$  Pa (respectiv 760 torr), iar presiunea  $p_s$ , presiunea de saturație la diferite temperaturi.

Curbele  $\phi=\text{const.}$ , de umezeală constantă, se trasează prin puncte, împărțind distanțele, măsurate pe verticală, între axa absciselor și curba de saturație, în părți egale.

Linile  $t'=\text{const.}$  de temperatură de saturație constantă (temperatura termometrului umed) sînt drepte oblice, deduse din ecuația umezirii izentalpice (3.89) sau (3.90), simplificată în forma:

$$t - t' = 2500(x' - x) \quad (3.92)$$

sau

$$0,24(t - t') = 597(x' - x) \quad (3.93)$$

Din oricare dintre aceste două ecuații se obține:

$$x = x' - 0,0004(t' - t) \quad (3.94)$$

### 3.6. Lucrul mecanic și schimbările de stare ale gazului ideal

În operațiile fizice și chimice, energia intervine și ca lucru mecanic, adică sub formă de energie consumată, pentru a mări volumul  $V$  al sistemului, sub presiunea  $p$ . Energia sub formă de lucru mecanic intervine deci în schimbările de stare a gazelor și vaporilor<sup>1)</sup>.

Lucrul mecanic  $pV$ , ca și căldura  $Q$ , depind nu numai de starea inițială (1) și cea finală (2) a procesului (nefiind deci — în sens strict — mărimi termodinamice), ci și de drumul parcurs de sistem între stările limită ale procesului. Numai diferența dintre căldură și lucrul mecanic, egală cu variația energiei interne, este constantă între aceleași stări limită:

$$dQ - pdV = dU \quad (3.95)$$

sau, pentru transformările finite (între stările 1 și 2).

$$(Q)_1^2 - p(\Delta V)_1^2 = (\Delta U)_1^2 \quad (3.96)$$

Căldura    Lucrul mecanic    Creșterea  
absorbită    produs    energiei interne

Prin urmare, lucrul mecanic depinde de felul schimbărilor de stare.

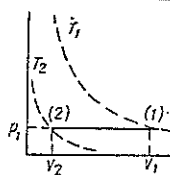
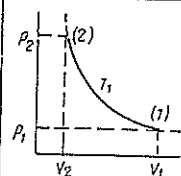
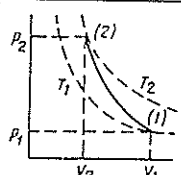
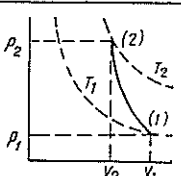
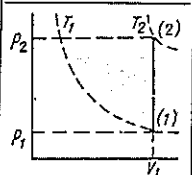
Vor fi analizate schimbările tipice de stare, din combinarea cărora rezultă toate trecerile posibile ale unui sistem de la starea (1) la starea (2).

Starea unei substanțe pure este definită prin următoarele proprietăți care interesează din punct de vedere termodinamic: presiunea  $p$ , volumul  $V$ , temperatura  $t$ , entalpia  $h$ , entropia  $s$ ; dacă substanța conține vapor de apă (sau ai altor substanțe volatile), se adaugă — în domeniul vaporilor umezi — și conținutul  $x$  de vapor de apă al amestecului. Totdeauna, două din aceste proprietăți sînt independente, celelalte sînt dependente.

Transformările fizice ale unei substanțe se studiază grafic cu ajutorul diagramelor avînd ca axe de coordonate două din mărimile caracteristice

<sup>1)</sup> Lucrul mecanic mai intervine și în operații în care se înving forțe superficiale, magnetice sau electrice.

Schimbările de stare

| Transformarea                      | Exponentul $n$   | Ecuația caracteristică                                                                                           | Diagrama $p, V$                                                                     |
|------------------------------------|------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| Izobara<br>( $p=\text{const}$ )    | 0                | $\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$                                                                              |    |
| Izoterma<br>( $t=\text{const}$ )   | 1                | $\frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2}$                                                                              |    |
| Politropă                          | $0 < n < \infty$ | $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}}$                |    |
| Adiabatică<br>( $Q=\text{const}$ ) | $\infty$         | $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ |   |
| Izocoră<br>( $V=\text{const}$ )    | $\infty$         | $\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$                                                                              |  |

menționate. Celelalte mărimi apar sub formă de curbe: *izobare* ( $p=\text{const.}$ ), *izocore* ( $V=\text{const.}$ ), *izoterme* ( $t=\text{const.}$ ), *izentalpice* ( $h=\text{const.}$ ), *izentropice* ( $s=\text{const.}$ ) și *curbe de tîrzu constant* ( $x=\text{constant}$ ). În paginile precedente au fost arătate câteva diagrame în coordonate  $p, v$ ;  $p, t$ ;  $h, t$ ;  $h, s$ ;  $t, s$ . În literatură se găsesc multe alte diagrame în diferite coordonate sau pentru diferite substanțe utilizate în tehnică, de exemplu: bioxid de carbon, bioxid de sulf, amoniac ș.a.

Tabelul 3.10

ale gazelor ideale

| Subtangenta curbei în diagrama $pV$ | Lucrul mecanic produs                                                                                     | Căldura absorbită                                                                                                     |
|-------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\infty$                            | $p(V_2 - V_1)$                                                                                            | $C_p(T_2 - T_1)$                                                                                                      |
| $V$                                 | $-p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$                                                                            | $p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$                                                                                         |
| $\frac{V}{n}$                       | $-\frac{p_1 V_1}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$                  | $\frac{p_1 V_1}{n-1} \frac{\gamma - n}{\gamma - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$ |
| $\frac{V}{\gamma}$                  | $-\frac{p_1 V_1}{\gamma - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$ | 0                                                                                                                     |
| 0                                   | 0                                                                                                         | $C_v(T_2 - T_1)$                                                                                                      |

Dependența mărimilor de stare de alte mărimi de stare (variabile independente) sînt date — în general — de relații matematice complicate; de aceea, prezentarea sub formă grafică este preferabilă. Pentru gazele ideale relațiile sînt simple.

Tabelul 3.10 prezintă rezumativ proprietățile principale ale transformărilor de stare ale gazelor ideale.

### Completări la tabelul 3.10

α) Transformările simple ale gazelor ideale pot fi considerate drept cazuri particulare ale transformării definite de ecuația generală

$$pV^n = \text{const.} \quad (3.97)$$

în care, exponentul politrop  $n$  ia diferite valori care definesc transformările:

- $n=0$  pentru transformarea izobară ( $p = \text{const.}$ ),
- $0 < n < 1$  pentru transformarea politropă ( $n = \text{const.}$ ),
- $n=1$  pentru transformarea izotermă ( $T = \text{const.}$ ),
- $n=\kappa$  pentru transformarea adiabatică ( $Q = \text{const.}$ ),  $\kappa = c_p/c_v$ ,
- $n=\infty$  pentru transformarea izocoră ( $V = \text{const.}$ ).

În fig. 3.19, a sînt arătate, pentru comparație, liniile reprezentative ale acestor transformări în diagrama  $pV$ ; curbele sînt hiperbole de diferite puteri, avînd ca asimptote axele de coordonate. În figură s-a considerat că transformările trec printr-o stare comună, corespunzătoare punctului de intersecție. Scriind ecuația (3.97) în forma:

$$\lg p = -n \lg V + \lg(\text{const.}) \quad (3.98)$$

rezultă că transformările gazelor ideale pot fi reprezentate (fig. 3.19, b) ca drepte, într-o diagramă logaritmică ( $\lg p$ ,  $\lg V$ ); panta acestor drepte este egală cu valoarea — cu semn schimbat — a exponentului politrop  $n$ .

β) Ecuațiile caracteristice ale transformărilor rezultă din combinarea ecuației generale (3.97) scrisă sub forma:

$$p_2 V_2^n = p_1 V_1^n \quad (3.99)$$

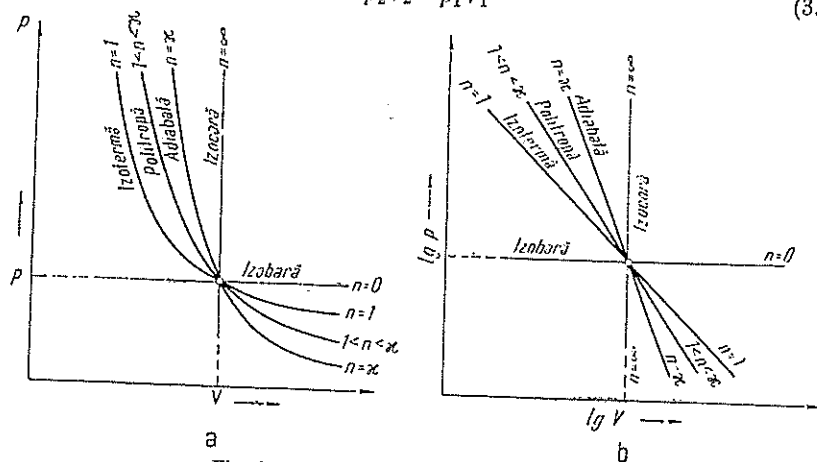


Fig. 3.19. Transformările gazelor ideale:  
a — în coordonate  $p, V$ ; b — în coordonate  $\lg p, \lg V$ .

și a ecuației gazelor ideale,

din care rezultă:

$$p_1 V_1 = RT_1; \quad p_2 V_2 = RT_2 \quad (3.100)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (3.101)$$

γ) Subtangentă unei curbe este proiecția pe axa absciselor a segmentului tangentei dintre punctul de tangență la curbă și intersecția tangentei cu axa absciselor:

$$\text{Subtangentă} = \frac{\text{Ordonată punctului de tangență}}{\text{Tangenta unghiului dintre tangență și axa absciselor}}$$

De exemplu, pentru transformarea politropă, subtangentă  $\overline{AB}$  în punctul de coordonate  $p, V$  al curbei  $pV^n = \text{const.}$  este:

$$\overline{AB} = \frac{p}{\text{tg } \alpha} \quad (3.102)$$

Înclinarea tangentei se obține prin diferențierea ecuației curbei  $pV^n = \text{const.}$

$$\text{sau} \quad npV^{n-1}dV + V^n dp = 0 \quad (3.103)$$

$$\frac{dp}{dV} = -n \frac{p}{V} \quad (3.104)$$

Și, pentru că:

$$\text{tg } \alpha = -\frac{dp}{dV} \quad (3.105)$$

rezultă

$$\overline{AB} = \frac{V}{n} \quad (3.106)$$

Pentru celelalte transformări, se înlocuiește  $n$  cu valoarea caracteristică transformării (din coloana a doua a tabelului 3.10).

δ) Lucrul mecanic produs este:

$$(L)_1^2 = \int_1^2 p dV \quad (3.107)$$

Pentru o transformare politropă:

$$pV^n = p_1 V_1^n \quad (3.108)$$

$$(L)_1^2 = -\frac{1}{n} V_1 \int_1^2 \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} dp \quad (3.109)$$

sau

$$(L)_1^2 = -\frac{1}{n-1} p_1 V_1 \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.110)$$

sau, în forme echivalente:

$$(L)_1^2 = -\frac{1}{n-1} RT_1 \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.111)$$

$$= -\frac{1}{n-1} p_1 V_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (3.112)$$

$$= -\frac{R}{n-1} (T_2 - T_1) \quad (3.113)$$

Pentru celelalte transformări se înlocuiește  $n$  cu valoarea caracteristică. Pentru transformarea izobară, ecuația (3.107) devine:

$$(L)_1^2 = p(V_2 - V_1) \quad (3.114)$$

Pentru transformarea izotermă, ecuațiile precedente duc la nedeterminare. De aceea, se introduce direct, în ecuația (3.107), valoarea lui  $p$  sau a lui  $dV$  deduse din ecuația caracteristică  $pV = p_1V_1$ :

$$(L)_1^2 = p_1V_1 \int_1^2 \frac{dV}{V} = p_1V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (3.115)$$

sau

$$(L)_1^2 = p_1V_1 \int_1^2 \frac{dp}{p} = p_1V_1 \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (3.116)$$

e) Căldura absorbită rezultă din ecuația (3.95):

$$(Q)_1^2 = \int_1^2 dU + \int_1^2 p dV \quad (3.117)$$

sau

$$(Q)_1^2 = C_p(T_2 - T_1) + (L)_1^2 \quad (3.118)$$

Ținând seama de  $C_p - C_v = R$  și că deci  $C_v = R/(\kappa - 1)$  se obține din (3.118) și (3.113):

$$(Q)_1^2 = -\frac{R}{\kappa - 1} \frac{\kappa - n}{n - 1} (T_2 - T_1) \quad (3.119)$$

sau

$$(Q)_1^2 = -C_v \frac{\kappa - n}{n - 1} (T_2 - T_1) \quad (3.120)$$

sau

$$(Q)_1^2 = -\frac{p_1V_1}{n-1} \frac{\kappa - n}{\kappa - 1} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \quad (3.121)$$

Pentru celelalte transformări se înlocuiește  $n$  cu valoarea caracteristică transformării.

Pentru transformarea adiabatică:

$$(Q)_1^2 = 0 \quad (3.122)$$

Pentru transformarea izotermă, ecuațiile precedente duc la nedeterminare. Înlocuind direct în ecuația (3.118), unde  $T_2 = T_1$ , se obține:

$$(Q)_1^2 = (L)_1^2 \quad (3.123)$$

Deci, împreună cu ecuațiile (3.115) și (3.116):

$$(Q)_1^2 = p_1V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = -p_1V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (3.124)$$

*Exemplu.* Un gaz biatomic ideal este comprimat a) izoterm, b) politrop și c) adiabatic, în condițiile arătate în rindurile 1—4 din tabelul următor. Să se calculeze: lucrul mecanic necesar pentru comprimare, căldura rezultată, volumul final și creșterea energiei interne a gazului.

|      | Date                                       |                |                    |                      |                  |
|------|--------------------------------------------|----------------|--------------------|----------------------|------------------|
| 1    | Volumul inițial                            | $V_{1,0}$      | 5,0                | m <sup>3</sup>       | Dat              |
| 2    | Presiunea inițială                         | $p_1$          | $1,013 \cdot 10^5$ | Pa                   | Data             |
|      | Idem                                       |                | 1,0332             | kgf/cm <sup>2</sup>  |                  |
| 3    | Presiunea finală                           | $p_2$          | $3,039 \cdot 10^5$ | Pa                   | Data             |
|      | Idem                                       |                | 3,0996             | kgf/cm <sup>2</sup>  |                  |
| 4    | Temperatura inițială                       | $t_1$          | 20                 | °C                   | Data             |
| 5    | Temperatura absolută                       | $T_1$          | 293                | K                    | (4)+273          |
| 6    | Raportul presiunilor                       | $p_2/p_1$      | 3                  | Adimens.             | (3)/(2)          |
| 7    | Volumul molar al gazului la $p_1$ și $t_1$ | $V_1$          | 24,04              | dm <sup>3</sup> /mol | 22,4(5)/273      |
| 8    | Numărul de moli în $V_{1,0}$               | $m$            | 208                | mol.                 | 1 000(1)/(7)     |
| 9    | Căldura molară la volum constant           | $C_p$          | 20,9               | J/(mol · K)          | Tabel 3.3        |
|      | Idem                                       |                | 5,0                | cal/(mol · K)        |                  |
| 10   | Raportul căldurilor masice                 | $\kappa$       | 1,40               | Adimens.             | Tabel 3.3        |
|      | Comprimarea izotermă                       |                |                    |                      |                  |
| 11   | Exponentul politropic                      | $n_t$          | 1                  | Adimens.             | Tabel 3.10       |
| 12   | Lucrul mecanic necesar                     | $-L_t$         | 556,5              | kJ                   | 2,303(2)(1)lg(6) |
|      | Idem                                       |                | 132,9              | kcal                 |                  |
|      | Idem                                       |                | 56 747             | kgf · m              |                  |
| 13   | Temperatura absolută finală                | $T_{2,t}$      | 293                | K                    | (5)              |
| 14   | Temperatura finală                         | $t_{2,t}$      | 20                 | °C                   | (13)-273         |
| 15   | Căldura rezultată                          | $-Q_t$         | 556,5              | kJ                   | (12)             |
|      | Idem                                       |                | 132,9              | kcal                 |                  |
| 16   | Volumul final                              | $V_{2,t}$      | 1,67               | m <sup>3</sup>       | Ec. (3.10)       |
| 17   | Creșterea energiei interne                 | $(\Delta U)_t$ | 0                  |                      | (15)-(12)        |
|      | Comprimarea politropă                      |                |                    |                      |                  |
| 11'  | Exponentul politropic                      | $n_p$          | 1,2                | Adimens.             | Dat              |
| 12'  | Lucrul mecanic necesar                     | $-L_p$         | 508,9              | kJ                   | Ec. (3.110)      |
|      | Idem                                       |                | 51 834             | kgf · m              |                  |
|      | Idem                                       |                | 121,5              | kcal                 |                  |
| 13'  | Temperatura absolută finală                | $T_{2,p}$      | 352                | K                    | Ec. (3.101)      |
| 14'  | Temperatura finală                         | $t_{2,p}$      | 79                 | °C                   | (13')-273        |
| 15'  | Căldura rezultată                          | $-Q_p$         | 254,4              | kJ                   | Ec. (3.121)      |
|      | Idem                                       |                | 60,76              | kcal                 |                  |
| 16'  | Volumul final                              | $V_{2,p}$      | 2,009              | m <sup>3</sup>       | Ec. (3.101)      |
| 17'  | Creșterea energiei interne                 | $(\Delta U)_p$ | -254,4             | kJ                   | (15')-(12')      |
|      | Idem                                       |                | -60,76             | kcal                 |                  |
|      | Comprimarea adiabatică                     |                |                    |                      |                  |
| 11'' | Exponentul politropic                      | $n_a = \kappa$ | 1,4                | Adimens.             | (10)             |
| 12'' | Lucrul mecanic necesar                     | $-L_a$         | 466,8              | kJ                   | Ec. (3.110)      |
|      | Idem                                       |                | 47 600             | kgf · m              |                  |
|      | Idem                                       |                | 11,5               | kcal                 |                  |
| 13'' | Temperatura absolută finală                | $T_{2,a}$      | 401                | K                    | Ec. (3.101)      |
| 14'' | Temperatura finală                         | $t_{2,a}$      | 128                | °C                   | (13'')-273       |
| 15'' | Căldura rezultată                          | $-Q_a$         | 0                  |                      |                  |
| 16'' | Volumul final                              | $V_{2,a}$      | 2,281              | m <sup>3</sup>       | Ec. (3.101)      |
| 17'' | Creșterea energiei interne                 | $(\Delta U)_a$ | 466,8              | kJ                   | (12'')           |
|      | Idem                                       |                | 111,5              | kcal                 |                  |



## BIBLIOGRAFIE LA CAPITOLELE 2 ȘI 3

1. *Badea, L.* Modelarea bilanșurilor de materiale ale schemelor complexe. București, Editura Tehnică, 1978.
2. *Bescov, S. D.* Introducere în calculele termochimice (trad. din l. rusă). București, Editura Tehnică, 1953.
3. *Bralu, E. A.* Ecuație unică pentru presiunea de saturație. În: Buletinul Inst. Naț. de Cercetări Tehnice, II, 1947, p. 36.
4. *Jordan, E.* Vapor Pressure of organic Compounds, New York, 1954.
5. *Jukovski, V. S.* Termodinamica Tehnică (trad. din l. rusă). București, Editura Tehnică, 1955.
6. *Justi, E.* Spezifische Wärme, Enthalpie und Dissoziation technischer Gase. Berlin, Springer, 1948.
7. *Karapelian, M. H.* Termodinamica chimică (Trad. din l. rusă). Ed. 2. București, Editura Tehnică, 1955.
8. *Kuntz, M. V. and Doraiswamy, L. K.* A generalized Method for Estimating Heats of Evaporation. In: Chem. Eng. Sci., 12, nr. 1, 1960, p. 1; 13, nr. 3, 1960, p. 3.
9. *Nenișescu, G. D. și Ioan, V.* Manualul inginerului chimist. București, Editura Tehnică, vol. I, 1951, vol. II, 1952.
10. *Newton, H.* Activity Coefficients of Gases. In: Ind. Eng. Chem. 27, 1935, p. 302.
11. *Rosen, E. M.* A Machine computation Method for Performing Material Balances. In: Chem. Eng. Prog. 58, 10, 1967, p. 69.
12. *Vukalovici, M. P.* Proprietățile termodinamice ale apei și ale aburului (trad. din l. rusă). București, Editura Tehnică, 1967.
13. *Vukalovici, M. P.* Diagrame de abur, București, Editura Tehnică, 1968.
14. *Vukalovici, M. P. și Novikov, G. I.* Ecuațiile de stare ale gazului real. Moskva, Gaseenergoizdat, 1948.
15. \* \* \* Nomograme termotehnice. București, Editura Tehnică, 1950.
16. \* \* \* Proprietăți termodinamice ale aburului, București, Editura Tehnică, 1951.

Partea a doua

## Operații mecanice

# Operații mecanice

## Cuprins

|                                                                                               |            |                                                                      |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------------|----------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Capitolul 4. Sisteme eterogene granulare .....</b>                                         | <b>163</b> | <b>5.1.1. Transportoare cu bandă ...</b>                             | <b>175</b> |
| 4.1. Sisteme eterogene .....                                                                  | 163        | 5.1.1.1. Variantele transportoarelor cu bandă .....                  | 177        |
| 4.1.1. Sisteme eterogene capilare .....                                                       | 163        | a) Transportoare cu descărcător deplasabil ...                       | 177        |
| 4.1.2. Sisteme eterogene disperse (particulate) .....                                         | 163        | b) Transportoare cu lanțuri și plăci .....                           | 177        |
| 4.2. Sisteme disperse granulare .....                                                         | 164        | c) Transportoare cu bandă închisă .....                              | 177        |
| 4.2.1. Mărimea granulelor .....                                                               | 166        | 5.1.1.2. Puterea necesară .....                                      | 178        |
| 4.2.1.1. Analiza granulometrică prin cernere .....                                            | 166        | 5.1.1.3. Transportoare cu plăci ...                                  | 179        |
| 4.2.1.2. Diagrame și ecuații granulometrice .....                                             | 166        | 5.1.2. Transportoare-canal cu debitare continuă .....                | 179        |
| a) Formula Rosin-Rammler .....                                                                | 168        | 5.1.3. Elevatoare cu cupe .....                                      | 179        |
| b) Diagrama Rosin-Rammler-Sperling ...                                                        | 168        | 5.1.3.1. Variante ale elevatoarelor cu cupe .....                    | 180        |
| 4.2.1.3. Diametre medii .....                                                                 | 170        | a) Elevatoare cu descărcare centrifugală ...                         | 180        |
| a) Diametrul mediu $\bar{d}_v$ raportat la volumul mediu al granulelor .....                  | 170        | b) Elevatoare cu descărcare gravitațională ...                       | 181        |
| b) Diametrul mediu $\bar{d}_M$ raportat la masa medie a granulelor .....                      | 170        | c) Elevatoare cu descărcare continuă .....                           | 181        |
| c) Diametrul mediu $\bar{d}_S$ raportat la aria medie a suprafeței granulelor .....           | 170        | 5.1.3.2. Puterea necesară .....                                      | 181        |
| d) Diametrul mediu $\bar{d}_s$ raportat la aria specifică medie a suprafeței granulelor ..... | 171        | 5.1.4. Transportoare elicoidale ...                                  | 181        |
| 4.2.2. Sfericitatea sau factorul de formă .....                                               | 171        | 5.1.5. Transportoare oscilante și vibratoare .....                   | 184        |
| 4.2.3. Suprafața specifică a granulelor .....                                                 | 172        | 5.1.5.1. Variante ale transportoarelor oscilante și vibratoare ..... | 184        |
| 4.2.4. Porozitatea sau fracția de goluri .....                                                | 173        | a) Transportoare cu oscilații orizontale .....                       | 184        |
| 4.2.5. Densitatea unui sistem dispers granular .....                                          | 173        | b) Transportoare cu oscilații în plan vertical .....                 | 186        |
| 4.2.6. Așezarea granulelor .....                                                              | 173        | c) Transportoare vibratoare .....                                    | 187        |
| 4.2.6.1. Aranjamentul cel mai afinat .....                                                    | 173        | 5.1.6. Transportoare pneumatice .....                                | 188        |
| 4.2.6.2. Aranjamentul cel mai compact .....                                                   | 173        | 5.1.6.1. Variante ale transportoarelor pneumatice ...                | 188        |
| <b>Bibliografia .....</b>                                                                     | <b>174</b> | a) Transportoare pneumatice prin aspirație .....                     | 188        |
| <b>Capitolul 5. Transportul și dozarea materialelor granulare .....</b>                       | <b>175</b> | b) Transportoare pneumatice prin refulare .....                      | 188        |
| 5.1. Transportul continuu al materialelor granulare .....                                     | 175        | c) Transportoare pneumatice mixte .....                              | 189        |
|                                                                                               |            | d) Transportoare pneumatice cu circuit închis de gaz .....           | 189        |
|                                                                                               |            | 5.1.6.2. Calculul transportoarelor pneumatice .....                  | 189        |
|                                                                                               |            | 5.1.7. Rigole pneumatice .....                                       | 191        |
|                                                                                               |            | 5.1.8. Transportor pneumatic cu conductă perforată .....             | 192        |



|                                                                                               |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.2. Dozatoare sau alimentatoare ...                                                          | 193 |
| a) Dozatorul rotativ compartimentat .....                                                     | 193 |
| b) Dozatorul cu taler .....                                                                   | 195 |
| c) Dozatorul elicoidal .....                                                                  | 195 |
| d) Dozatoare oscilante și vibratoare .....                                                    | 195 |
| e) Alte tipuri de dozatoare .....                                                             | 195 |
| Bibliografie .....                                                                            | 195 |
| <b>Capitolul 6. Mărunțirea materialelor</b>                                                   | 196 |
| 6.1. Factorii care influențează operația de mărunțire.....                                    | 197 |
| 6.1.1. Duritatea materialului .....                                                           | 199 |
| 6.1.2. Umiditatea materialului.....                                                           | 199 |
| 6.1.3. Forma și structura granulelor produsului .....                                         | 199 |
| 6.1.4. Gradul de mărunțire .....                                                              | 200 |
| 6.1.5. Trepte de mărunțire .....                                                              | 200 |
| 6.1.6. Energia necesară mărunțirii                                                            | 201 |
| 6.1.6.1. Legea lui Kick .....                                                                 | 201 |
| 6.1.6.2. Legea lui Rittlinger .....                                                           | 201 |
| 6.1.6.3. Ecuația generală .....                                                               | 202 |
| 6.1.6.4. Ecuația Escudero Sainz .....                                                         | 203 |
| 6.1.6.5. Ecuația lui Mittag .....                                                             | 203 |
| 6.1.7. Ingradiențe pentru măcinare .....                                                      | 204 |
| 6.1.8. Procedee de mărunțire .....                                                            | 204 |
| 6.1.8.1. Procedeele discontinue .....                                                         | 204 |
| 6.1.8.2. Procedeele continue în circuit deschis .....                                         | 205 |
| 6.1.8.3. Procedeele continue în circuit închis .....                                          | 205 |
| 6.1.8.4. Procedeele continue în circuit închis și cu antrenarea pneumatică a produsului ..... | 205 |
| 6.1.9. Mărunțirea umedă sau uscată .....                                                      | 206 |
| 6.2. Mașini de mărunțire .....                                                                | 206 |
| 6.2.1. Concasoare și granulatoare cu fălci .....                                              | 206 |
| 6.2.1.1. Concasoare Blake .....                                                               | 207 |
| a) Forța de acționare .....                                                                   | 208 |
| b) Unghiul de apucare .....                                                                   | 209 |
| c) Frecvența oscilațiilor .....                                                               | 210 |
| d) Producția concasorului .....                                                               | 211 |
| e) Puterea necesară.....                                                                      | 211 |
| 6.2.1.2. Concasoare Dodge .....                                                               | 211 |
| 6.2.1.3. Granulatoare cu fălci .....                                                          | 212 |
| 6.2.1.4. Concasoare cu ambele fălci mobile .....                                              | 213 |
| 6.2.1.5. Concasoare și granulatoare forfecătoare .....                                        | 213 |
| 6.2.2. Concasoare și granulatoare giratorii.....                                              | 213 |
| 6.2.2.1. Concasoare giratoare cu arbore suspendat .....                                       | 214 |
| 6.2.2.2. Concasoare giratoare cu arbore sprijinit.....                                        | 215 |
| 6.2.2.3. Concasoare giratoare cu înălțime redusă.....                                         | 215 |
| 6.2.2.4. Granulatoare giratoare Symons .....                                                  | 216 |
| 6.2.3. Concasoare, giratoare și mori cu cilindri (valțuri) .....                              | 217 |
| 6.2.3.1. Concasoare cu cilindri (valțuri) .....                                               | 217 |
| 6.2.3.2. Granulatoare cu cilindri (valțuri) .....                                             | 218 |
| a) Unghiul de apucare .....                                                                   | 218 |
| b) Diametrul cilindrilor .....                                                                | 219 |
| c) Producția granuletoarelor cu valțuri... ..                                                 | 219 |
| 6.2.4. Concasoare, granulatoare și mori acționind prin lovire .....                           | 220 |
| 6.2.4.1. Concasoare cu ciocane .....                                                          | 220 |
| 6.2.4.2. Granulatoare cu ciocane .....                                                        | 221 |
| 6.2.5. Mori cu impact .....                                                                   | 222 |
| 6.2.5.1. Moară cu impact IPROCHIM .....                                                       | 222 |
| 6.2.5.2. Dezintegratoare.....                                                                 | 223 |
| 6.2.5.3. Microatomizoare .....                                                                | 224 |
| 6.2.5.4. Moară autogenă cu impact .....                                                       | 224 |
| 6.2.6. Mori cu corpuri rostogolitoare .....                                                   | 226 |
| 6.2.6.1. Colerganguri .....                                                                   | 226 |
| a) Coleganguri cu taler fix .....                                                             | 226 |
| b) Coleganguri cu taler rotativ .....                                                         | 226 |
| c) Unghiul de apucare .....                                                                   | 227 |
| d) Diametrul pietrelor .....                                                                  | 228 |
| e) Acțiunea de frecare a pietrelor .....                                                      | 228 |
| f) Puterea consumată .....                                                                    | 229 |
| g) Puterea totală .....                                                                       | 229 |
| 6.2.6.2. Mori Loesche .....                                                                   | 230 |
| 6.2.6.3. Mori centrifuge pendulare .....                                                      | 231 |
| 6.2.6.4. Mori cu inel și valțuri .....                                                        | 232 |
| 6.2.7. Mori cu bile .....                                                                     | 233 |
| a) Relația dintre turația și diametrul tamburului .....                                       | 233 |
| b) Diametrul bilelor .....                                                                    | 234 |
| c) Gradul de umplere... ..                                                                    | 235 |
| d) Puterea electromotorului .....                                                             | 235 |
| 6.2.7.1. Mori discontinue cu bile .....                                                       | 235 |
| 6.2.7.2. Mori tubulare continue, cu bile .....                                                | 235 |
| 6.2.7.3. Mori compartimentate, cu bile .....                                                  | 236 |
| 6.2.7.4. Mori conice, cu bile sau mori Hardinge .....                                         | 238 |
| 6.2.8. Mori autogene .....                                                                    | 239 |
| 6.2.8.1. Moara „Aerofall“ .....                                                               | 239 |
| 6.2.9. Mori vibratoare .....                                                                  | 240 |
| 6.2.10. Mori cu jet .....                                                                     | 241 |
| 6.2.10.1. Micronizatorul .....                                                                | 241 |
| 6.2.10.2. Moara Wheeler .....                                                                 | 243 |
| 6.2.11. Mori coloidale .....                                                                  | 243 |
| 6.2.11.1. Moara Plauson .....                                                                 | 245 |

|                                              |     |
|----------------------------------------------|-----|
| 6.2.11.2. Moara Premier .....                | 245 |
| 6.2.11.3. Alte mori coloidale ...            | 246 |
| 6.2.11.4. Aplicații ale măcinării fine ..... | 246 |
| <b>Bibliografie</b> .....                    | 247 |

## Capitolul 7. Fraționarea granulometrică a amestecurilor polidisperse solide .....

|                                                  |     |
|--------------------------------------------------|-----|
| <b>7.1. Cernerea</b> .....                       | 248 |
| 7.1.1. Site normale .....                        | 249 |
| 7.1.1.1. Site normale românești .....            | 249 |
| 7.1.1.2. Site normale sovietice .....            | 249 |
| 7.1.1.3. Site normale germane .....              | 249 |
| 7.1.1.4. Site normale S.U.A. ...                 | 249 |
| 7.1.2. Randamentul de separare .....             | 251 |
| 7.1.3. Factorii care influențează cernerea ..... | 251 |
| 7.1.3.1. Cernerea uscată sau umedă .....         | 252 |
| 7.1.3.2. Natura materialului cernut .....        | 252 |
| 7.1.3.3. Forma granulelor .....                  | 252 |
| 7.1.3.4. Granulometria materialului .....        | 252 |
| 7.1.3.5. Alimentarea sitei .....                 | 252 |

|                                                                        |     |
|------------------------------------------------------------------------|-----|
| 7.1.3.6. Suprafața activă de cernere .....                             | 252 |
| 7.1.3.7. Forma și dimensiunile sitei .....                             | 252 |
| 7.1.3.8. Mișcarea sitei și a granulelor în timpul cernerii .....       | 252 |
| 7.1.4. Mașini de cernut .....                                          | 253 |
| 7.1.4.1. Grătare fixe .....                                            | 253 |
| 7.1.4.2. Grătare cu bare mobile .....                                  | 253 |
| 7.1.4.3. Grătare cu role .....                                         | 253 |
| 7.1.4.4. Ciururi rotative .....                                        | 253 |
| a) Relația între turația optimă și mărimea granulelor .....            | 254 |
| b) Producția ciururilor rotative cilindrice ...                        | 254 |
| 7.1.4.5. Ciururi și site oscilante .....                               | 255 |
| 7.1.4.6. Site vibratoare .....                                         | 257 |
| a) Site cu ramă fixă ...                                               | 257 |
| <b>7.2. Separarea pneumatică</b> .....                                 | 258 |
| 7.2.1. Separatoare pneumatice centrifuge .....                         | 258 |
| 7.2.2. Separatoare pneumatice cu trecerea transversală a aerului ..... | 260 |
| 7.2.3. Separatoare pneumatice cu trecerea verticală a aerului .....    | 260 |
| <b>Bibliografie</b> .....                                              | 260 |



## Sisteme eterogene granulare

### 4.1. Sisteme eterogene

Sistemele materiale eterogene sînt formate din două sau mai multe faze. Ele au o foarte largă răspîndire în natură și în industrie. Se disting: *sisteme eterogene capilare* și *sisteme eterogene disperse*.

#### 4.1.1. Sisteme eterogene capilare

Sistemele eterogene capilare sînt formate din mai multe faze care se întrepătrund. Ele sînt produse ale naturii (structuri minerale, vegetale sau animale) și ale tehnicii (produse ceramice, catalizatori, textile).

#### 4.1.2. Sisteme eterogene disperse (particulate)

Sistemele eterogene disperse sînt constituite dintr-o fază *dispersantă* (fază externă sau mediu de dispersie), în care se găsesc unități independente ale celeilalte faze, numită fază *dispersă* (faza internă sau faza discontinuă); particulele sînt bule de gaz, picături sau granule de forme și mărimi diferite, dar mult mai mici decît volumul total al sistemului<sup>1</sup>. Faza dispersantă definește starea (gazoasă, lichidă sau solidă) a sistemului dispers. În tabelul 4.1, este arătată o clasificare a sistemelor eterogene disperse.

Tabelul 4.1

Sisteme eterogene disperse

| Faza dispersantă | Faza dispersă | Denumirea sistemului         | Exemple                             |
|------------------|---------------|------------------------------|-------------------------------------|
| Gaz              | Lichid        | Dispersie gazoasă<br>Aerosol | Ceață<br>Lichid pulverizat          |
|                  | Solid         |                              | Fum, praf<br>Strat fluidizat cu gaz |

<sup>1</sup> După o clasificare a lui H. S t a u d i n g e r, cînd aceste unități sînt particule formate din pînă la  $10^3$  atomi, sistemul este o soluție (sistem omogen); particule cu  $10^3-10^9$  atomi formează un sistem coloidal, iar particulele cu peste  $10^9$  atomi formează adevăratele dispersii.

Tabelul 4.1 (continuare)

| Faza dispersantă | Faza dispersă | Denumirea sistemului | Exemple                                |
|------------------|---------------|----------------------|----------------------------------------|
| Lichid           | Gaz           | Dispersie lichidă    | Spumă<br>Strat de bule                 |
|                  | Lichid        |                      | Emulsie                                |
|                  | Solid         |                      | Suspensie<br>Strat fluidizat cu lichid |
| Solid            | Gaz           | Dispersie solidă     | Burete<br>Incluziuni gazoase           |
|                  | Lichid        |                      | Incluziuni lichide                     |
|                  | Solid         |                      | Aglomerat<br>Incluziuni solide         |

În fig. 4.1 este prezentată o sistematizare generală a sistemelor disperse, cu exemple și câteva date caracteristice.

În acest capitol vor fi tratate proprietățile principale ale sistemelor disperse granulare.

## 4.2. Sisteme disperse granulare

Aceste sisteme se prezintă sub cele mai diferite aspecte: fum, făină, ciment, praf, gris, nisip, pietriș, balast, straturi fluidizate, straturi de catalizatori, cărbune, grohotiș ș.a.

Proprietățile principale care intervin în operațiile analitice și tehnice cu astfel de materiale sînt:

- natura fazei disperse,
- natura fazei dispersante,
- mărimea granulelor,
- forma granulelor (factorul de formă),
- suprafața specifică a granulelor,
- densitatea granulelor și a sistemului,
- porozitatea (fracția de goluri), mărimea și distribuția porilor, permeabilitatea,
- alte proprietăți: duritatea, rugozitatea, abrazivitatea, friabilitatea, mobilitatea, corozivitatea.

Cîteva dintre aceste proprietăți vor fi discutate în continuare.



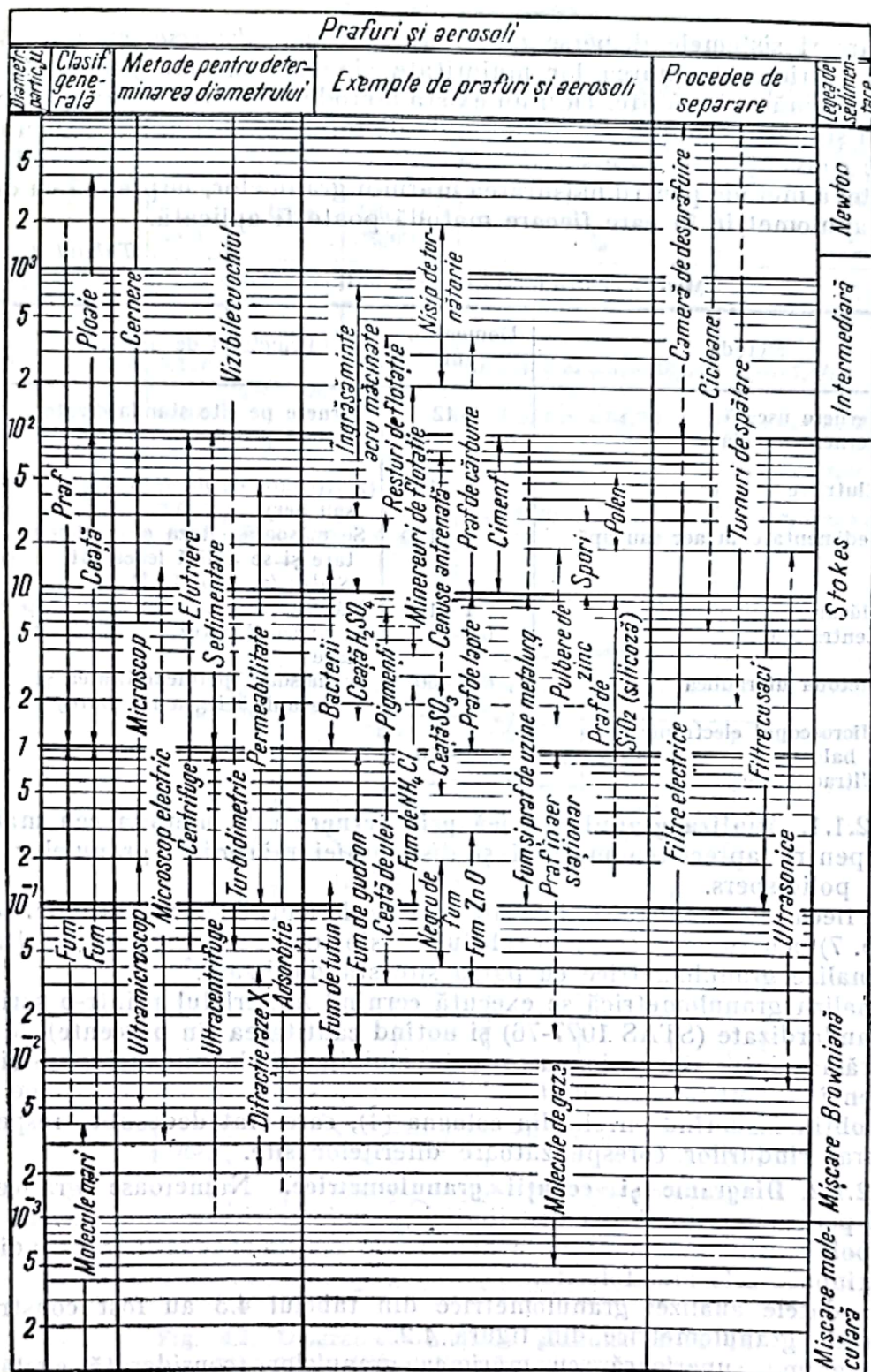


Fig. 4.1. Sisteme eterogene disperse.



#### 4.2.1. Mărimea granulelor

Rareori sistemele disperse granulare sînt *monodisperse*, cu granule de aceeași mărime; în marea lor majoritate ele sînt sisteme *polidisperse*, cu granule de mărimi diferite. Deși nu există metode geometrice riguroase pentru a defini și măsura mărimea unor granule de forme oarecare, s-au generalizat metode convenționale care satisfac nevoile tehnice. În tabelul 4.2 sînt indicate cîteva metode pentru măsurarea mărimii granulelor, împreună cu domeniul granulometric în care fiecare metodă poate fi aplicată.

Tabelul 4.2

Metode pentru măsurarea mărimii granulelor

| Metoda                            | Domeniul, $\mu\text{m}$ | Principiul de măsurare                                                        |
|-----------------------------------|-------------------------|-------------------------------------------------------------------------------|
| Cernere uscată                    | $>42$                   | Cernere pe site standardizate                                                 |
| Cernere umedă                     | $>10$                   | Cernere pe site într-un curent de apă                                         |
| Elutriere                         | 5–100                   | Antrenare cu un fluid (apă sau aer)                                           |
| Sedimentare în aer sau apă        | 1–100                   | Se măsoară viteza de sedimentare și se aplică legea lui Stokes (v. cap. 14.1) |
| Măsurare microscopică             | 1–100                   | Măsurarea directă la microscop                                                |
| Centrifugare                      | 0,2–20                  | Se măsoară viteza de sedimentare                                              |
| Metoda hidrostatică               | 0,1–50                  | Se măsoară permeabilitatea și se aplică legea lui Darcy                       |
| Microscopul electronic cu baleiaj | 0,01–10                 |                                                                               |
| Ultracentrifugă                   | 0,001–1                 |                                                                               |

**4.2.1.1. Analiza granulometrică prin cernere** este metoda cea mai comodă pentru aprecierea mărimii și distribuției mărimilor granulelor unui sistem polidispers.

În fiecare țară există serii de site, din împletituri de sîrmă, standardizate (v. cap. 7) pentru acest scop. În tabelul 4.3 sînt date, ca exemplu, rezultatele unei analize granulometrice cu patru site standardizate.

Analiza granulometrică se execută cernînd materialul printr-o serie de site standardizate (STAS 1077-76) și notînd cantitatea (în procente) de material rămas între site (coloana (4) a tabelului). Cifrele coloanelor (6) și (7), reprezentînd cantitatea de material trecut ( $T$ ), respectiv rămas ( $R$ ) pe site; ele se obțin însumînd cifrele din coloana (4), care sînt dedesubt, respectiv deasupra, rîndurilor corespunzătoare diferitelor site.

**4.2.1.2. Diagrame și ecuații granulometrice.** Numeroase grafice și ecuații pentru reprezentarea distribuției granulometrice a unui sistem granular polidispers au fost propuse numeroase grafice și ecuații. Sînt indicate în continuare cele mai folosite.

Cu datele analizei granulometrice din tabelul 4.3 au fost construite diagramele granulometrice din figura 4.2.

Diagrama superioară, cu mărimea granulelor (considerată egală cu ochiul sitei minime prin care trec), în abscisă, și cu procentul de material trecut ( $T$ ), din coloana (6), respectiv de material rămas ( $R$ ), din coloana (7), în ordonată, reprezintă *distribuția granulometrică cumulativă*. Curbele ( $T$ )

Tabelul 4.3

Analiza granulometrică

| Sita<br>$n$<br>(1) | Site STAS     |                           | Distribuție diferențială   |                                    | Distribuție cumulativă                                    |                                                        |
|--------------------|---------------|---------------------------|----------------------------|------------------------------------|-----------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
|                    | Numărul sitei | Latura ochiului, $l_n$ mm | Fracțiuni granulometrice % | Gradienul granulometric, $T'$ %/mm | Material < ochiurile $l_n$ (trecut prin sita $n$ ), $T$ % | Material > ochiurile $l_n$ (rămas pe sita $n$ ), $R$ % |
| (1)                | (2)           | (3)                       | (4)                        | (5)                                | (6)                                                       | (7)                                                    |
| 4                  | 0125          | 0,125                     | $a_5=11,46$                |                                    | $a_1+a_2+a_3+a_4=88,54$                                   | $a_5=11,46$                                            |
| 3                  | 0105          | 0,105                     | $a_4=23,75$                | 1 188                              | $a_1+a_2+a_3=64,79$                                       | $a_4+a_5=35,21$                                        |
| 2                  | 009           | 0,09                      | $a_3=44,17$                | 2 945                              | $a_1+a_2=20,62$                                           | $a_3+a_4+a_5=79,38$                                    |
| 1                  | 0075          | 0,075                     | $a_2=15,42$                | 1 028                              | $a_1=5,20$                                                | $a_2+a_3+a_4+a_5=94,80$                                |
| 0                  | 0             | 0                         | $a_1=5,20$                 | 69                                 |                                                           |                                                        |
|                    |               |                           | 100,00                     |                                    |                                                           |                                                        |

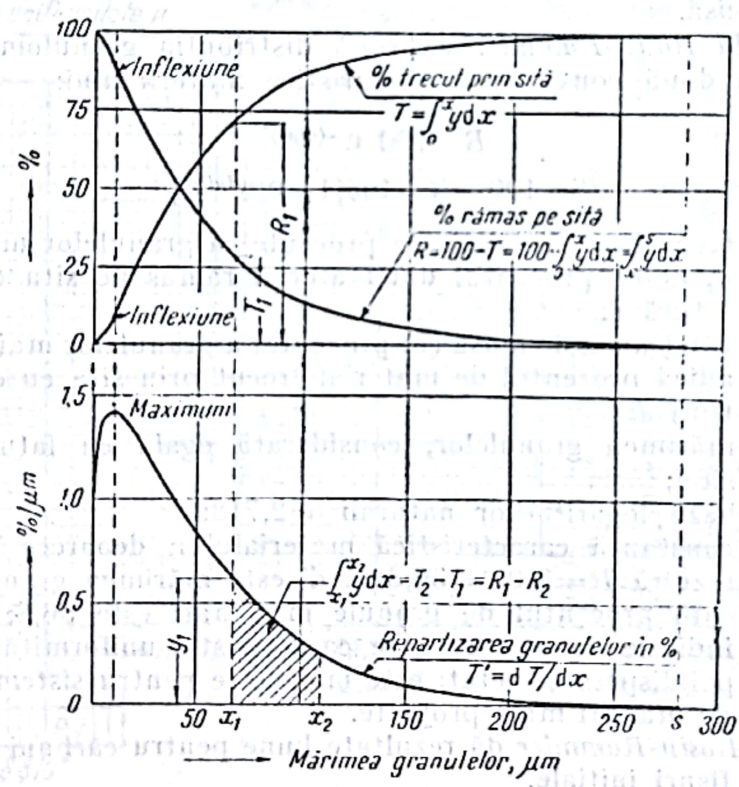


Fig. 4.2. Diagramele analizei granulometrice reprezentând distribuția mărimii granulelor:  
 curba  $T$ : %, material trecut prin sită { distribuție cumulativă  
 curba  $R$ : %, material rămas pe sită { distribuție diferențială  
 curba  $T'$ : %/ $\Delta d$ , fracțiuni între site { distribuție diferențială



și ( $R$ ) indică procente de material mai mic (trecut), respectiv procente de material mai mare (rămas) pe sitele din coloana (3). Din relația evidentă  $T+R=100$ , rezultă că cele două curbe sînt simetrice față de ordonată de 50% și că, deci, se întretaie pe această ordonată.

Diagrama inferioară, cu aceeași abscisă, dar cu ordonată în unități  $\Delta l/\text{mm}$  reprezintă, prin curba  $T'$ , distribuția granulometrică diferențială, exprimată prin gradientul granulometric, din coloana (5) a tabelului 4.3, calculat cu relația

$$T'_n = \frac{a_n}{\Delta l_n} = \frac{a_n}{l_{n+1} - l_n} \quad (4.1)$$

$T_n$  arată procente de material rămas între sitele de mărime  $l_{n+1}$  și  $l_n$ .

Între curbele  $T$  și  $R$  ale distribuției cumulative și curba  $T'$  a distribuției diferențiale sînt următoarele corespondente:

— curba  $T'$  este curba diferențială a curbei  $T$ ;  $T' = dT/dx$ ;

— curba  $T$  este curba integrală a curbei  $T'$ ;  $T = \int_0^x y dx$ ;

— maximul curbei  $T'$  corespunde punctelor de inflexiune ale curbelor  $T$  și  $R$ ;

— aria de sub curba  $T'$ , pînă la abscisa  $x$ , este egală cu ordonată curbei  $T$ , la aceeași abscisă.

a) *Formula Rosin-Rammler* exprimă distribuția granulometrică, introducînd numai două constante caracteristice materialului:

$$R = 100 e^{-(d/d')^u} \quad (4.2)$$

$$T = 100 - R = 100[1 - e^{-(d/d')^u}] \quad (4.3)$$

unde:  $R$  este fracțiunea de masă (în procente) a granulelor mai mari decît  $d$ , adică procentul din material rămas pe sita cu ochiuri de latură  $d$ ;

$T$  — fracțiunea de masă (în procente) a granulelor mai mici decît  $d$ , adică procentul de material trecut prin sita cu ochiuri de latură  $d$ ;

$d$  — mărimea granulelor, considerată egală cu latura ochiurilor sitei;

$e$  — baza logaritmilor naturali = 2,718;

$d'$  — constantă caracteristică materialului; deoarece pentru  $d=d'$  rezultă  $R=100/e=36,8\%$ ,  $d'$  este mărimea granulelor pentru care procentul de granule mai mari este 36,8;

$u$  — indicele de uniformitate caracteristic uniformității sistemului polidispers cercetat; este mai mare pentru sisteme cu granule de mărimi mai apropiate.

Formula *Rosin-Rammler* dă rezultate bune pentru cărbuni și alte materiale cu mici fisuri inițiale.

b) Diagrama *Rosin-Rammler-Sperling* este o reprezentare grafică rectilinie a formulei *Rosin-Rammler*, și deci a distribuției granulometrice cumulative.

Dacă ecuația (4.2) scrisă în forma

$$\frac{R}{100} e^{-(d/d')^u} \quad (4.4)$$



este de două ori logaritmată

$$\lg \frac{R}{100} = -(d/d')^u \lg e = -0,4343 (d/d')^u$$

$$\lg \lg \frac{100}{R} = \lg 0,4343 + u \lg \frac{d}{d'} = -0,3622 + u \lg \frac{d}{d'}$$

se obține ecuația

$$\lg(2 - \lg R) = u \lg d - (0,3622 + u \lg d') \quad (4.5)$$

care, într-o diagramă cu abscisa  $\lg d$  și ordonata  $\lg(2 - \lg R)$ , reprezintă o dreaptă cu panta egală cu indicele de uniformitate  $u$ .

Liniatura diagramei este arătată în figura 4.3; scara exterioară (de sus și din dreapta) împreună cu punctul notat „Pol” de pe abscisă, servesc pentru fixarea indicelui de uniformitate. Distribuția granulometrică este redată printr-o dreaptă, obținută prin două puncte (cernere prin două site); indicele  $u$  se obține ducând prin „Pol” o paralelă la dreapta distribuției și citind valoarea  $u$  la intersecția cu scara exterioară; valoarea lui  $d'$  se obține citind abscisa care corespunde, pe dreapta distribuției, ordonatei  $R=36,8\%$ .

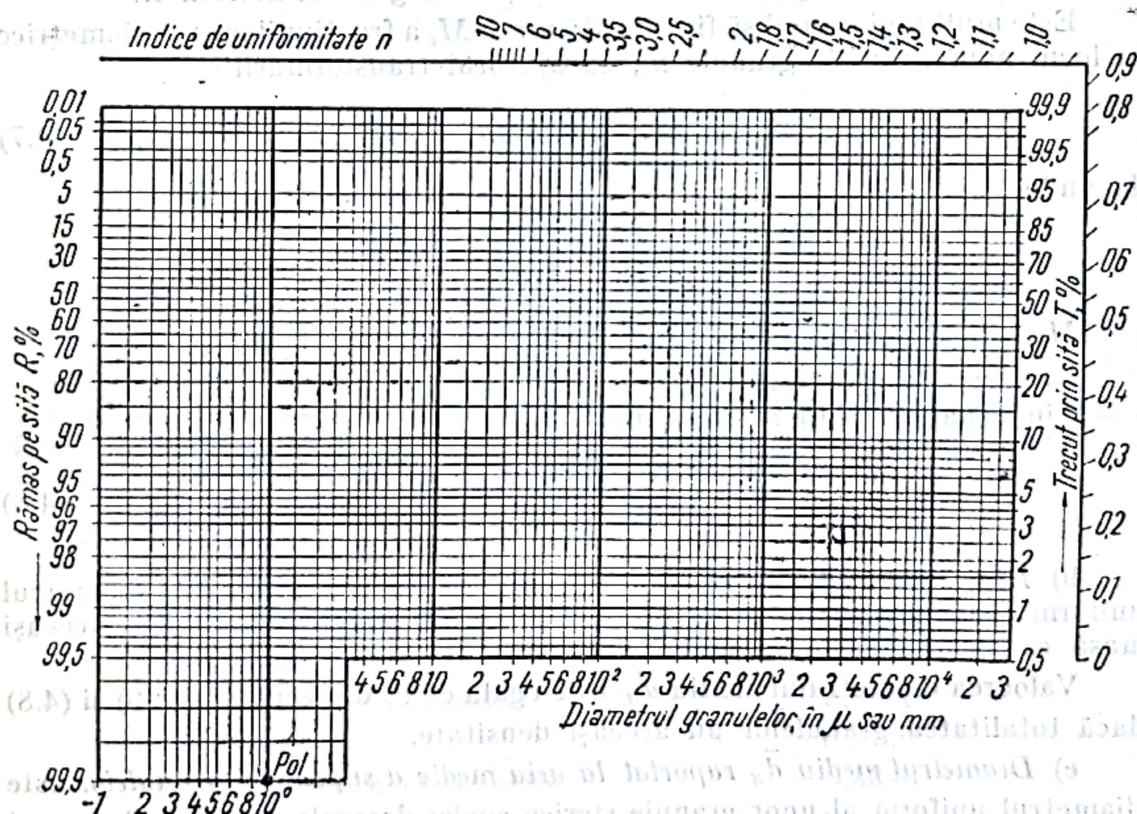


Fig. 4.3. Diagrama Rosin—Rammler—Sperling.

Reprezentări aproximative liniare de distribuție sînt obținute pentru unele sisteme granulare și în diagrame în care ordonata este o scară de probabilități, iar abscisa o scară liniară sau logaritmică.



4.2.1.3. **Diametre medii.** Se definesc mai multe diametre medii după diferite proprietăți geometrice ale granulelor.

a) *Diametrul mediu  $\bar{d}_v$  raportat la volumul mediu al granulelor* este diametrul uniform al unor granule sferice monodisperse cu același număr și același volum total ca ale sistemului granular dat. Se presupune că sistemul granular a fost clasat prin cernere în  $m$  fracțiuni monodisperse cu granule sferice. Condiția enunțată se exprimă prin ecuația

$$(4.4) \quad \sum_m \left( \frac{1}{6} \pi d_i^3 n_i \right) = \frac{1}{6} \bar{d}_v^3 \pi \sum_m n_i$$

de unde

$$\bar{d}_v = \sqrt[3]{\frac{\sum_m (n_i n d_i^3)}{\sum_m n_i}} \quad (4.6)$$

$\bar{d}_v$  este diametrul mediu raportat la volumul mediu al granulelor;

$d_i$  — diametrul fracțiunii granulometrice  $i$ , egal cu media aritmetică a laturilor ochiurilor sitelor,  $(l_{n+1} + l_n)/2$ , între care s-a cernut fracțiunea;

$n_i$  — numărul granulelor din fracțiunea granulometrică  $i$ .

Este mult mai comod să fie folosită masa  $M_i$  a fracțiunilor granulometrice în locul numărului de granule  $n_i$ , cu ajutorul transformării

$$M_i = \frac{1}{6} \pi d_i^3 \rho n_i \quad (4.7)$$

de unde

$$n_i = 6 \frac{M_i}{\pi d_i^3 \rho}$$

$M_i$  este masa granulelor din fracțiunea  $i$ ;

$\rho$  — densitatea granulelor.

Din ecuațiile (4.6) și (4.7) rezultă:

$$\bar{d}_v = \sqrt[3]{\frac{\sum_m M_i / \sum_m (M_i / d_i^3)}{\sum_m M_i}} \quad (4.8)$$

b) *Diametrul mediu  $\bar{d}_M$  raportat la masa medie a granulelor* este diametrul uniform al unor granule sferice monodisperse, de același număr și de aceeași masă ca ale sistemului granular dat.

Valoarea diametrului mediu  $\bar{d}_M$  este egală cu  $\bar{d}_v$  din ecuațiile (4.6) și (4.8) dacă totalitatea granulelor au aceeași densitate.

c) *Diametrul mediu  $\bar{d}_S$  raportat la aria medie a suprafeței granulelor* este diametrul uniform al unor granule sferice egale, de același număr și aceeași arie a suprafeței ca ale sistemului granular dat; această condiție se exprimă prin relația

$$\sum_m (\pi d_i^2 n_i) = \pi \bar{d}_S^2 \sum_m n_i$$

de unde

$$\bar{d}_s = \sqrt{\frac{\sum_m (n_i d_i^2)}{\sum_m n_i}} \quad (4.9)$$

și

$$\bar{d}_s = \sqrt{\frac{\sum_m (M_i/d_i)}{\sum_m (M_i/d_i^3)}} \quad (4.10)$$

d) Diametrul mediu  $\bar{d}_s$  raportat la aria specifică medie a suprafeței granulelor este diametrul unor granule sferice egale, de același număr și aceeași arie specifică ca ale sistemului granular dat. Condiția de definiție se exprimă prin relația

$$\frac{\sum_m (\pi d_i^2 n_i)}{\sum_m \left( \frac{1}{6} \pi d_i^3 n_i \right)} = \frac{\pi \bar{d}_s^2 \sum_m n_i}{\frac{1}{6} \pi \bar{d}_s^3 \sum_m n_i}$$

de unde,

$$\bar{d}_s = \frac{\sum_m (d_i^3 n_i)}{\sum_m (d_i^2 n_i)} \quad (4.11)$$

și

$$\bar{d}_s = \frac{\sum_m M_i}{\sum_m (M_i/d_i)} \quad (4.12)$$

#### 4.2.2. Sfericitatea sau factorul de formă

Deoarece sfera are aria cea mai mică în comparație cu alte corpuri geometrice de același volum, în problemele în care intervine forma lor, aceasta se definește prin *factorul de formă* sau *sfericitate* care este raportul (întotdeauna subunitar) dintre aria sferei de volum egal cu volumul granulei și aria suprafeței granulei reprezentative. Pentru granule geometrice, factorul de formă se poate calcula exact:

| Forma granulei                          | Sfericitate |
|-----------------------------------------|-------------|
| — sferă                                 | 1           |
| — cilindru cu $l/d=1$                   | 0,8738      |
| — cilindru cu $l/d=10$                  | 0,5792      |
| — cilindru (disc) cu $l/d=0,1$          | 0,4706      |
| — cub                                   | 0,8060      |
| — prismă pătratică cu $l/l=10$          | 0,5346      |
| — prismă pătratică (placă) cu $l/l=0,1$ | 0,4343      |

$l$  este înălțimea granulei,  $d$  este diametrul granulei cilindrice, iar  $l$  este latura bazei prisme.

În tabelul 4.4 este indicat factorul de formă al câtorva corpuri de umplere (pentru coloane de rectificare, absorbție etc.)



Tabelul 4.4

## Porozitatea și factorul de formă al unor corpuri de umplere

| Corpuri de umplere | Diametrul nominal, d mm | Porozitatea, $\epsilon$ | Factorul de formă $\psi$ |
|--------------------|-------------------------|-------------------------|--------------------------|
| Sfere              | 5,5                     | 0,378—0,468             | 1                        |
| Sfere de sticlă    | 5,3                     | 0,412                   | 1                        |
| Șei Berl           | 50,0                    | 0,780                   | 0,314                    |
|                    | 35,0                    | 0,785                   | 0,297                    |
|                    | 25,0                    | 0,750                   | 0,317                    |
|                    | 15,0                    | 0,758                   | 0,296                    |
|                    | 12,0                    | 0,710                   | 0,342                    |
|                    | 9,9                     | 0,694                   | 0,329                    |
| Șei de nichel      | 3,35                    | 0,931                   | 0,140                    |
|                    | 3,3                     | 0,935                   | 0,140                    |
| Inele Raschig      | 50,0                    | 0,853                   | 0,260                    |
|                    | 35,0                    | 0,835                   | 0,262                    |
|                    | 25,0                    | 0,826                   | 0,272                    |
|                    | 9,9                     | 0,655                   | 0,420                    |
| Inele de sticlă    | 12,0                    | 0,845                   | 0,254                    |
|                    | 9,9                     | 0,80                    | 0,294                    |
|                    | 6,9                     | 0,72                    | 0,370                    |
|                    | 5,8                     | 0,67                    | 0,411                    |
|                    | 4,9                     | 0,655                   | 0,420                    |

## 4.2.3. Suprafața specifică a granulelor

Prin suprafața specifică a unui ansamblu de granule se înțelege aria granulelor pe unitate de volum sau de masă ( $m^2/m^3$  sau  $m^2/kg$ ).

Un sistem granular dispers se manifestă prin suprafața granulelor sale.

Pentru determinarea acestei mărimi importante, sînt folosite numeroase metode, împărțite în două categorii:

- metode directe bazate pe analiza granulometrică sau pe măsurarea mărimii granulelor cu ajutorul microscopului, determinarea prin sedimentare sau prin elutriere;
- metode indirecte, prin care suprafața specifică se deduce din măsurarea altor proprietăți: dispersia luminii (metode tulburimetrice), absorbția gazelor, dispersia razelor X, permeabilitatea.



#### 4.2.4. Porozitatea sau fracția de goluri

Această caracteristică a sistemelor disperse granulare se exprimă prin raportul  $\epsilon = V_g/V$  dintre volumul golurilor intergranulare  $V_g$  și volumul total al sistemului  $V$ .

Golurile unui sistem granular sînt formate din porii granulelor (pori intragranulari) și din spațiile dintre granule (goluri intergranulare); porii intragranulari sînt de dimensiuni foarte variate; ei sînt porii interiori sau porii închiși, care nu ajung pînă la suprafața granulei, spre deosebire de porii exteriori sau porii deschiși care au una sau mai multe deschideri spre mediul exterior (spre faza dispersantă).

Deși, din punct de vedere teoretic, porozitatea este destul de bine definită, metodele de măsurare nu dau rezultate concordante; cauza principală este faptul că limita inferioară a mărimii porilor decelabili variază după metoda folosită la determinarea lor.

#### 4.2.5. Densitatea unui sistem dispers granular

În funcție de densitatea netă  $\rho_s$  a granulelor, de densitatea  $\rho_f$  a fluidului (a fazei dispersante) și de fracția de goluri  $\epsilon$ , densitatea unui sistem dispers granular este dată de relația

$$\rho = (1 - \epsilon)\rho_s + \rho_f \epsilon \quad (4.14)$$

Pentru sistemele disperse gazoase, unde  $\rho_f$  este neglijabil față de  $\rho_s$ , relația (4.14) se simplifică la

$$\rho = (1 - \epsilon)\rho_s \quad (4.15)$$

#### 4.2.6. Așezarea granulelor

Prin așezare manuală, turnare liberă sau tasare forțată, straturile granulare pot fi mai afîinate sau mai compacte, cu diferite fracții de goluri.

În exemplul următor se va calcula fracția de goluri  $\epsilon$  a unui strat format din sfere egale, cu diametrul  $d$ , așezate în două aranjamente:

**4.2.6.1. Aranjamentul cel mai afîinat**, rezultă din așezarea sferelor cu centrele în nodurile unei rețele cubice, cu latura  $d$ , astfel încît sferele să atingă șase sfere alăturate (patru în planul intermediar, și cîte una în planul inferior și cel superior).

Fracția de goluri se calculează scăzînd volumul  $V_s$  al sferei, din volumul  $V_c$  al cubului elementar al rețelei și raportînd diferența la volumul cubului:

$$\epsilon = \frac{V_c - V_s}{V_c} = \frac{d^3 - \frac{1}{6}\pi d^3}{d^3} = 1 - \frac{\pi}{6} = 0,4764 \text{ sau } 47,64\%$$

**4.2.6.2. Aranjamentul cel mai compact** rezultă din așezarea sferelor astfel încît fiecare sferă să atingă 12 sfere vecine: se așază un strat cu centrele sferelor într-o rețea hexagonală plană, astfel încît fiecare sferă să atingă șase sfere vecine; în planele vecine, fiecare sferă atinge cîte trei sfere din planul imediat inferior (și superior).

Fracția de goluri se calculează determinând numărul de sfere dintr-un cub cu latura egală cu unitatea de lungime (se admite că sferele sînt destul de mici pentru a putea neglija lipsurile de la capete):

$$\begin{aligned}
 \text{Numărul sferelor dintr-un rînd} &= 1/d \\
 \text{Numărul rîndurilor dintr-un plan} &= 2/\sqrt{3}d = 1,1547/d \\
 \text{Numărul planelor} &= \sqrt{3}/\sqrt{2}d = 1,2247/d \\
 \text{Numărul sferelor} &= \sqrt{2}/d^3 = 1,4142/d^3 \\
 \text{Volumul unei sfere} &= \frac{1}{6} \pi d^3 \\
 \text{Volumul granulelor (sferelor)} &= \pi \sqrt{2}/6 \\
 \text{Volumul cubului} &= 1 \\
 \text{Fracția de goluri} &= 1 - \pi \sqrt{2}/6 = 0,2595 \text{ sau } 25,95\%
 \end{aligned}$$

Se constată că, în ambele aranjamente de sfere egale, fracția de goluri este independentă de diametrul sferelor.

## BIBLIOGRAFIE

1. Eisenklam, P. Porous masses; in Cremer-Davies, Chemical Engineering Practice, Vol. II, Londra, Butterworths Scientific Publications, 1956.
2. Grassmann, P. Physikalische Grundlagen der Chemie-Ingenieur Technik, vol. I, Aarau, Sauerländer & Co., 1961.
3. Heywood, H. Methods of Analysis; in Cremer-Davies „Chemical Engineering Practice“, vol. III, Londra, Butterworths Scientific Publications, 1956.
4. Lauer, O. Feinheitmessungen an technischen Stauben, Augsburg, Josef Mayer, 1963.
5. McCormich, P. Y., Lucas, R. L. Gas-Solid Systems, in Perry's „Chemical Engineers Handbook“ fourth Edition, New York, McGraw-Hill, 1953.
6. Meldau, R. Handbuch der Staubtechnik, II Aufl, vol. I, Grundlagen, 1956, vol. II, Staub-technologie, 1958. Düsseldorf, VDI-Verlag.
7. Snow, R. H., a.o. Particle Size Analysis, in: Perry & Chilton „Chemical Engineers“ Handbook, fifth Edition.
8. Work, L. T., Stern, A. L. Size Reduction and Size Enlargement, in: Perry's „Chemical Engineers Handbook“, fourth Edition, New York, McGraw-Hill, 1963.



## Transportul și dozarea materialelor granulare

### 5.1. Transportul continuu al materialelor granulare

Materialele solide naturale sau cele produse de industrie sînt de două categorii: 1) materiale granulare sau pulverulente care pot fi transportate și dozate în regim continuu și 2) materiale care se prezintă ca unități de volum relativ mare (bulgări, colete, saci, lăzi etc.).

În acest capitol sînt considerate numai materialele din prima categorie.

Transportul extrauzinal (pe distanțe mari) de materiale solide se face în vagoane, camioane, șleperi, mineraliere, funiculare ș.a., în stare vărsată sau în containere speciale; pentru distanțe mici (intrauzinale), deplasarea materialelor granulare și pulverulente se face cu transportoare continue (sau semicontinue).

Pentru alegerea și proiectarea transportoarelor continue intervin următoarele elemente principale:

— *proprietățile fizice ale materialelor*: granulometria, densitatea, capacitatea de curgere (mobilitatea), unghiul taluzului natural (în repaus și în mișcare), abrazivitate, friabilitatea, tendința de aglomerare și de prăfuire), temperatura;

— *proprietățile chimice ale materialelor*: sensibilitatea la oxigen (aer) și la umiditate, tendința de încălzire și de aprindere, tendința de lipire, agresivitatea chimică (coroziune);

— *condițiile tehnice*: debitul (maxim și mediu), fluctuațiile debitului, distanța transportului, diferențe de nivel, locul disponibil;

— *condițiile economice*: investiția, costul operației, consumul de energie, manopera, uzura instalației și piese de schimb, riscul de întreruperi și de avarii.

Tabelul 5.1 ajută la alegerea transportoarelor, după scopul lor și după proprietățile principale ale materialelor transportate.

Unele dintre transportoare permit realizarea și altor operații în timpul transportului: încălzire, răcire, umezire, desecare, amestecare, sortare granulometrică, uscare.

#### 5.1.1. Transportoare cu bandă

Transportoarele cu bandă servesc pentru transportul orizontal și în pantă (ascendentă și descendentă), nu prea accentuată, a materialelor pulverulente, granulare sau în bucăți (de exemplu ambalaje), pe distanțe mici, deși sînt cunoscute și instalații alcătuite din benzi succesive cu lungime totală de cîțiva zeci de kilometri.

| Scopul transportului și proprietățile materialului transportat                  | Bandă | Cu lanțuri și plăci | Cu bandă închisă | Cu debitare continuă | Elevatoare cu cupe | Elicoidale | Oscilante și vibratoare | Pneumatice | Rigolă pneumatică | Cu conductă perforată |
|---------------------------------------------------------------------------------|-------|---------------------|------------------|----------------------|--------------------|------------|-------------------------|------------|-------------------|-----------------------|
| Transport orizontal                                                             | ×     | ×                   |                  | ×                    |                    | ×          | ×                       | ×          | ×                 | ×                     |
| Transport înclinat                                                              | ×     | ×                   |                  | ×                    |                    | ×          | ×                       | ×          | ×                 | ×                     |
| Transport vertical                                                              |       |                     | ×                | ×                    | ×                  |            |                         | ×          |                   |                       |
| Transport combinat orizontal și vertical                                        |       |                     | ×                | ×                    |                    |            |                         | ×          |                   |                       |
| Transportoare distribuitoare sau colectoare                                     | ×     | ×                   | ×                | ×                    |                    | ×          |                         | ×          |                   |                       |
| Materiale fine care curg ușor                                                   | ×     |                     | ×                |                      |                    | ×          | ×                       | ×          | ×                 | ×                     |
| Materiale neabrazive, granulare cu unele bucăți mai mari                        | ×     | ×                   |                  |                      |                    | ×          | ×                       |            |                   |                       |
| Materiale diferite: calde, abrazive, cu bucăți mai mari, tendință de aglomerare | ×     | ×                   |                  |                      |                    |            | ×                       |            |                   |                       |
| Materiale grele, abrazive, cu bulgări, minereuri                                |       | ×                   |                  |                      |                    |            | ×                       |            |                   |                       |

În figura 5.1 este prezentată schița unui transportor cu bandă. Pe două tambure (dintre care unul de antrenare) este întinsă banda transportoare susținută în lungul ei de role purtătoare. Alimentarea benzii se face printr-o pîlnie cu dispozitiv de repartizare uniformă (și uneori de cîntărire); descărcarea se face prin cădere liberă, la capătul opus al benzii.

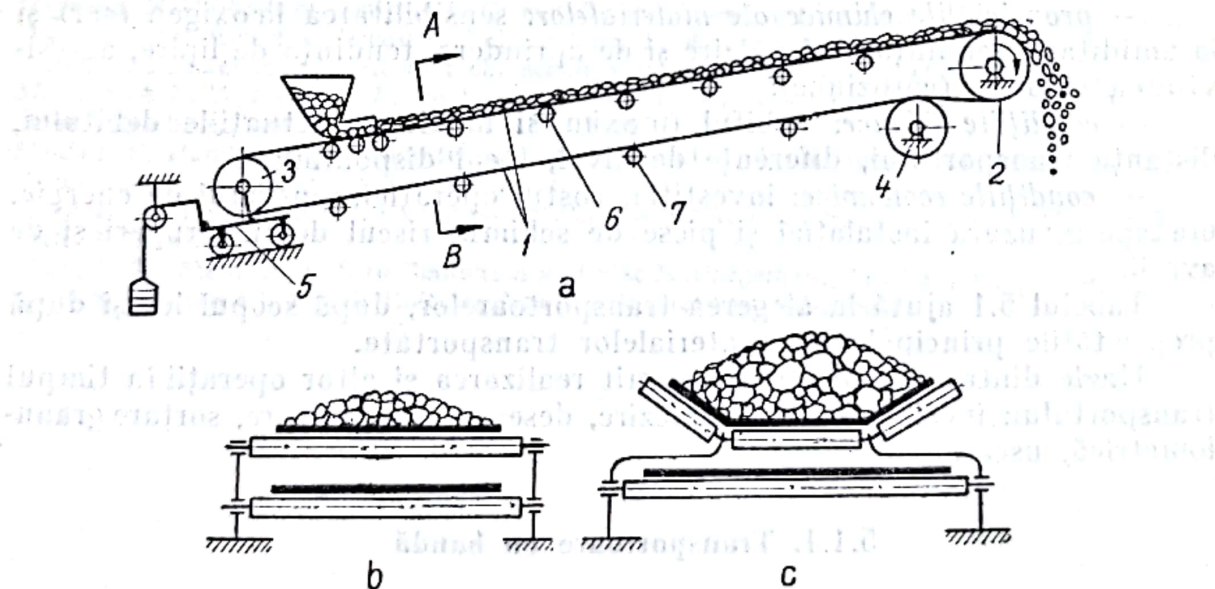


Fig. 5.1. Transportor cu bandă:

a — vedere laterală; b — secțiunea AB prin banda plană; c — secțiunea AB printr-o bandă în formă de jgheab. 1 — bandă transportoare; 2 — tambur de antrenare; 3 — tambur de întindere; 4 — tambur auxiliar pentru mărirea unghiului de înfășurare; 5 — dispozitiv de întindere; 6 — role purtătoare pentru porțiunea de transport a benzii; 7 — role purtătoare pentru porțiunea de întindere a benzii.



Suprafața transportoare este o bandă fără sfârșit, din materiale textile (cînepă, bumbac, lînă) impregnate, cauciuc cu inserții textile, materiale plastice, împletitură de sîrmă, benzi de oțel din plăci articulate etc. Benzile de balată sînt executate din straturi de pînză de bumbac înleiate și acoperite cu balată (clei extras dintr-un arbore din America tropicală); benzile de bumbac și de cînepă, deși mai ieftine, au dezavantajul alungirii prin higroscopicitate.

Tamburul de antrenare este executat din fontă sau oțel și este — de obicei — acoperit cu piele, cauciuc sau lemn pentru o mai bună aderență între bandă și tambur. În general, tamburul de antrenare este la capătul de descărcare; tamburul de la celălalt capăt este legat la un dispozitiv de întindere (cu greutate, arc sau șurub). Pentru îmbunătățirea efortului de antrenare, se adaugă un tambur auxiliar care mărește unghiul de înfășurare pe tamburul de antrenare.

Rolele purtătoare, montate pe suporturi fixe (la distanțe mai scurte pe porțiunea încărcată a benzii) au scopul de a susține și ghida banda pe toată lungimea ei, de a reduce încovoierea (săgeata) benzii și — în varianta din figura 5.1, c — de a forma un jgheab care mărește încărcarea benzii. Această ultimă variantă se realizează înlocuind fiecare rolă din partea purtătoare a benzii cu trei role, dintre care cea mediană este orizontală, iar celelalte două în poziție înclinată. La transportoarele pentru debite mici și pentru obiecte ușoare, banda alunecă pe suprafețe plane metalice sau din lemn, fără role purtătoare.

**5.1.1.1. Variantele transportoarelor cu bandă.** Dintre variante se menționează:

a) *Transportoare cu descărcător deplasabil.* Dacă se cere ca banda să descarce materialul într-un punct oarecare pe parcursul său (de exemplu într-unul dintre mai multe silozuri sau într-un punct oarecare de-a lungul unei magazii), se intercalează dispozitivul deplasabil de descărcare (schitat în figura 5.2), format din două tambure și două plane înclinate.

b) *Transportoarele cu lanțuri și plăci* sînt constituite din două lanțuri fără sfârșit, susținute pe role, și din plăci orizontale și verticale (uneori rabatabile). Aceste transportoare pot fi folosite și ca elevatoare (pentru transport în pantă sau vertical).

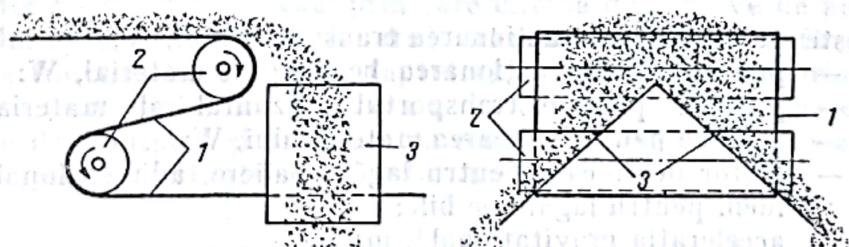


Fig. 5.2. Descărcător deplasabil.

c) *Transportoarele cu bandă închisă* (fig. 5.3) formează — prin închiderea marginilor benzii transportoare (ca la închizătoarele „eclair”) — un tub care parcurge un circuit, cu posibilitate de încărcare în orice punct al



porțiunii inferioare și descărcare în orice punct al porțiunii superioare de circuit. Închiderea și deschiderea se face cu dispozitive mobile, simple. Aceste transportoare sînt folosite pentru materiale granulare și pulverulente.

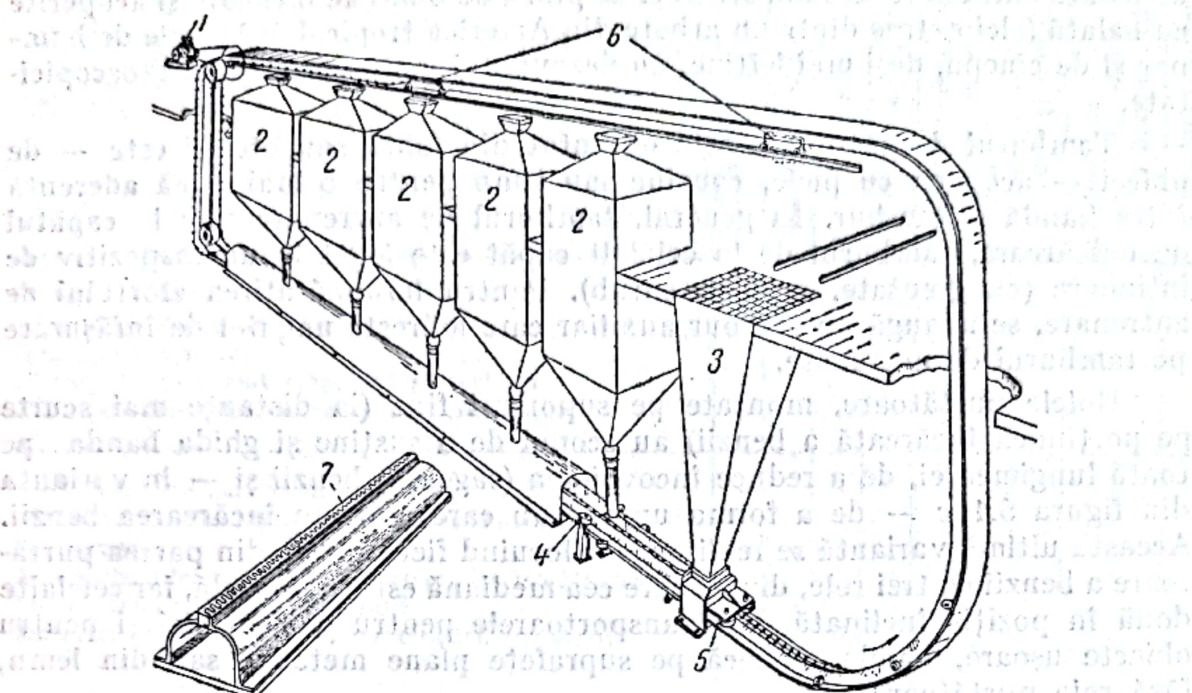


Fig. 5.3. Transportor cu bandă închisă:

1 — acționarea benzii; 2 — silozuri; 3 — alimentarea; 4 — deschiderea benzii; 5 — închiderea benzii; 6 — deschizător (descărcător) mobil; 7 — porțiune de bandă închisă.

5.1.1.2. Puterea necesară pentru acționarea transportoarelor cu bandă se evaluează ca sumă a următoarelor trei puteri parțiale:

$$P_a = f(L + L_0)Mgw \quad (5.1)$$

$$P_b = f(L + L_0)M_m g \quad (5.2)$$

$$P_c = M_m g \Delta Z \quad (5.3)$$

însumînd

$$P = P_a + P_b + P_c = fg(L + L_0)(Mw + M_m) + gM_m \Delta Z \quad (5.4)$$

unde:  $P$  este puterea pentru acționarea transportorului, W;

$P_a$  — puterea pentru acționarea benzii fără material, W;

$P_b$  — puterea pentru transportul orizontal al materialului, W;

$P_c$  — puterea pentru ridicarea materialului, W;

$f=0,05$  — factor de frecare pentru lagăre paliere, adimensional;

$=0,03$  — idem pentru lagăre pe bile;

$g$  — accelerația gravitațională,  $m/s^2$ ;

$L$  — lungimea transportorului, măsurată între axele tamburelor extreme, m;

$L_0=30$  — constantă pentru lagăre paliere, m;

$=45$  — idem pentru lagăre pe bile;

$M$  — masa pieselor în mișcare (inclusiv banda și rolele purtătoare) împărțită la distanța  $L$ ,  $kg/m$ ;



- $M_m$  — debitul de masă al materialului transportat, kg/s;  
 $w$  — viteza benzii, m/s;  
 $\Delta Z$  — diferența de nivel la care se ridică materialul (este negativă pentru pantele descendente), m.

În tabelul 5.2 sînt prezentate cîteva date caracteristice pentru transportoarele cu bandă.

Tabelul 5.2

Date pentru transportoarele cu bandă

|                                                                  |               |                |
|------------------------------------------------------------------|---------------|----------------|
| Capacitatea maximă                                               | 5 000         | t/h            |
| Lățimea benzii                                                   | 300—500       | mm             |
| Viteza benzii, regim maximă                                      | 0,5—3         | m/s            |
| Numărul inserțiilor de pînză                                     | 5             | m/s            |
| Unghiul marginilor benzii în formă de jgheab, față de orizontală | 2—12          | —              |
| Aria secțiunii transversale a materialului                       | 20—25         | grade          |
| — pe banda plană                                                 | 0,0017—0,0930 | m <sup>2</sup> |
| — pe banda în formă de jgheab                                    | 0,0038—0,2200 | m <sup>2</sup> |
| Distanța dintre axele roților purtătoare                         |               |                |
| — pe porțiunea încărcată                                         | 1 800—900     | mm             |
| — pe porțiunea de întoarcere                                     | 3 000—2 500   | mm             |
| Diametrul roților purtătoare                                     | 100—175       | mm             |
| Panta benzii, obișnuită                                          | 18—20         | grade          |
| maximă                                                           | 30            | grade          |

**5.1.1.3. Transportoare cu plăci.** Aceste transportoare, asemănătoare celor cu bandă, sînt formate din plăci care se deplasează rectiliniu-orizantal sau înclinat — prin acțiunea unui lanț fără sfîrșit. Există două tipuri: cu și fără pereți laterali.

Parametrii principali ai transportoarelor cu plăci se încadrează între următoarele limite: viteze de transport 0,05... 1,25 m/s, lățimea plăcilor 200... 1 800 mm, înălțimea pereților laterali 80... 500 mm, diametrul roților de rulare 50... 250 mm; pentru valorile intermediare ale parametrilor standardizați, v. STAS 8680-70.

### 5.1.2. Transportoare-canal cu debitare continuă

Sînt formate dintr-un canal prin care circulă dispozitive de antrenare a materialului (palete, raclete, grile etc.), trase de un lanț fără sfîrșit. Principiul lor de funcționare constă în faptul că o suprafață trasă prin material dislocă o secțiune mai mare decît cea a dispozitivului de antrenare. Capacitatea mare de transport și posibilitatea oricărui traseu (într-un singur plan) sînt avantajele importante ale acestor transportoare.

### 5.1.3. Elevatoarele cu cupe

Elevatoarele cu cupe servesc pentru transportul vertical al materialelor pulverulente, granulare sau în bucăți mici. Cupele de tablă sînt fixate pe unu sau două lanțuri, ori pe o bandă fără sfîrșit, susținute de două roți dintre care cea superioară antrenează elevatorul. De obicei, elevatorul este închis într-o manta metalică pentru a împiedica răspîndirea prafului.

### 5.1.3.1. Variante ale elevatorilor cu cupe

a) *Elevatoarele cu descărcare centrifugală* (fig. 5.4, a) au cupele fixate pe un singur lanț sau pe o bandă fără sfârșit, cu intervale între ele. Viteza este relativ mare, pentru a da posibilitatea descărcării prin centrifugare, atunci când cupele se întorc pe roata superioară.

Descărcarea se face bine când între forța centrifugă și greutatea bucăților de material există relația:

$$\frac{C}{G} = \frac{2}{3} \quad (5.5)$$

sau, în altă formă

$$C = m \frac{v^2}{R} = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R} = \frac{2}{3} G \quad (5.6)$$

de unde

$$R = \frac{3}{2} \frac{v^2}{g} \quad (5.7)$$

în care:  $C$  este forța centrifugă a granulei care se descarcă;  
 $G$  — greutatea granulei;  
 $m$  — masa granulei;  
 $v$  — viteza cupei;  
 $g$  — accelerația gravitațională;  
 $R$  — raza măsurată din centrul roții superioare pînă în centrul de greutate al materialului din interiorul cupei care se descarcă.

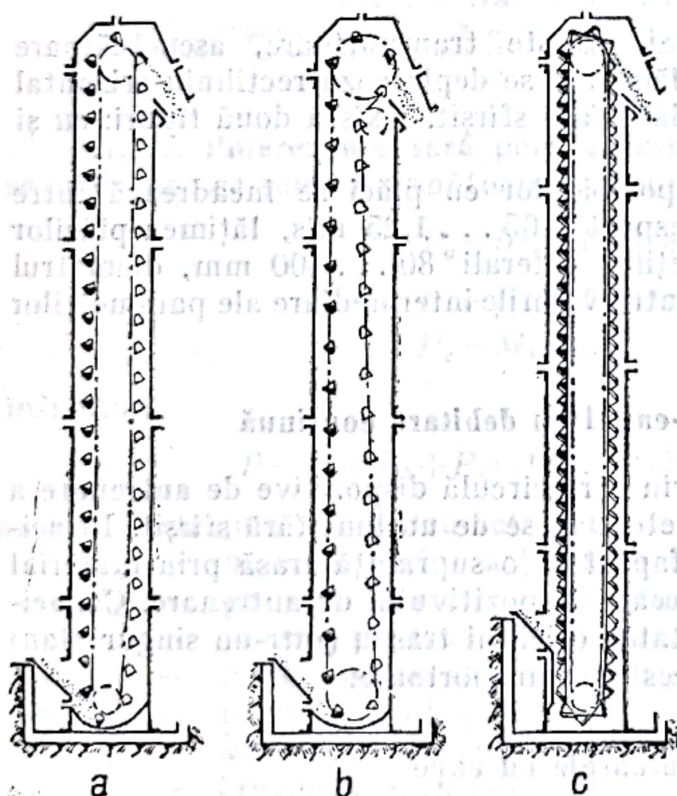


Fig. 5.4. Elevatoare cu cupe.

Din ecuația (5.7), rezultă că raza roții superioare depinde de viteza elevatorului.

Aceste elevatoare au viteze mai mari și sînt mai ieftine; ele sînt indicate pentru debite mici sau mijlocii și pentru materiale pulverulente și granulare; sînt contraindicate pentru materiale viscoase, lipicioase sau abrazive.



b) *Elevatoarele cu descărcare gravitațională* (fig. 5.4, b) se descarcă prin răsturnarea completă a cupelor. Pentru acest scop, se prevede o roată de ghidare situată sub roata de antrenare. Viteza este mai mică decât la elevatoarele precedente. Servesc pentru ridicarea materialelor care curg greu.

c) *Elevatoarele cu descărcare continuă* (fig. 5.4, c) se folosesc pentru ridicarea materialelor fragile, cu debite mari. Continuitatea descărcării rezultă din fixarea alăturată (fără intervale) a cupelor pe lanțurile sau banda elevatorului; cupele au peretele frontal plan și astfel înclinat încît materialul care se descarcă să poată aluneca pe peretele cupei precedente. Încărcarea se face lăsînd materialul să cadă cît mai uniform, pe un plan înclinat, direct în cupele care se ridică.

5.1.3.2. **Puterea necesară** pentru acționarea elevatorilor cu cupe se apreciază cu formula semiempirică:

$$P = cGH \quad (5.8)$$

în care:  $P$  este puterea pentru acționarea elevatorilor cu cupe, kW;

$c$  — coeficient;

=0,005 pentru elevatorile cu descărcare centrifugală sau gravitațională;

=0,0045 pentru elevatorile cu descărcare continuă;

$G$  — debitul materialului ridicat, t/h;

$H$  — înălțimea de ridicare, m.

Tabelul 5.3

Date pentru elevatorile cu cupe

|                                                 |          |                 |
|-------------------------------------------------|----------|-----------------|
| Capacitatea elevatorilor                        |          |                 |
| — cu descărcare centrifugală sau gravitațională | 14—150   | t/h             |
| — cu descărcare continuă                        | 35—130   | t/h             |
| Viteza                                          |          |                 |
| — pentru elevatorile lente                      | 0,2—0,5  | m/s             |
| — pentru elevatorile rapide                     | 1,0—1,7  | m/s             |
| Capacitatea cupelor                             | 1—130    | dm <sup>3</sup> |
| Coeficientul de umplere al cupelor              |          |                 |
| — pentru materiale grele, în bucăți             | 0,5—0,6  | —               |
| — pentru materiale granulare                    | 0,75—0,9 | —               |

#### 5.1.4. Transportoare elicoidale

Transportoarele elicoidale (melc, șnec, șurub) sînt formate dintr-un jgheab în formă de U, în interiorul căruia se rotește — cu turație mică — o suprafață elicoidală sudată pe un arbore (fig. 5.5). Ele transportă materiale pulverulente, granulare sau în bucăți, pe porțiuni orizontale și înclinate; în construcții speciale, pot servi și pentru transportul vertical.

Alimentarea transportoarelor elicoidale se face cu un dozator sau cu o pilnie; cînd alimentarea se face dintr-un siloz, suprafața elicoidală are diametrul sau pasul mai mic în porțiunea de alimentare, pentru a evita înfun-

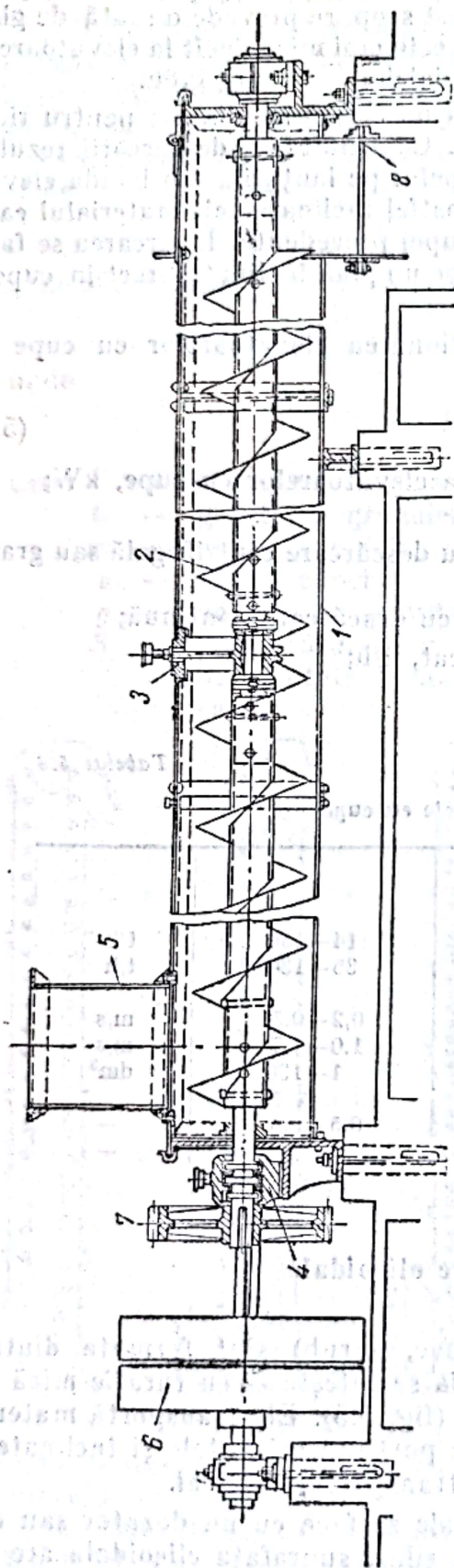


Fig. 5.5. Transportor elicoidal:

1 — igheab; 2 — suprafața elicoidală (urub, melc); 3 — lagăre intermediare pentru arbore; 5 — tub de alimentare (de încărcare); 6 — roată de transmisie; 7 — angrenaj pentru reducerea turației; 8 — deschidere pentru descărcare.

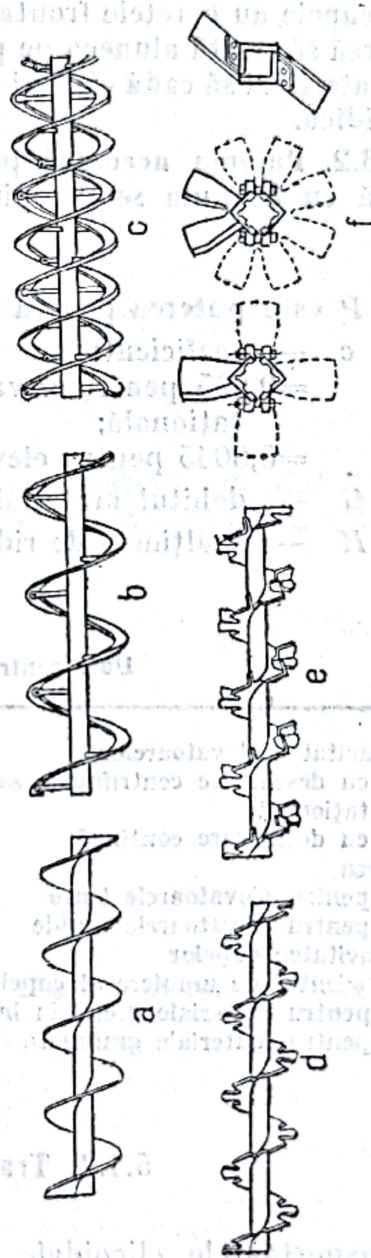


Fig. 5.6. Suprafețe transportoare elicoidale:

a — plină; b — cu două benzi elicoidale; c — cu două benzi elicoidale; d, e — creștate sau profilete; f — discontinuă, din brațe sau palete.



dări. La celălalt capăt, descărcarea se face printr-o deschidere sau prin deversarea materialului peste marginile jgheabului.

Arborele se rotește pe paliere interioare susținute de suporti fixați pe marginile jgheabului; când lungimea transportorului este prea mare și torziunea arborelui ar depăși valorile prescrise, transportorul este fracționat în porțiuni.

Suprafața elicoidală se execută în diferite variante, cu scopul adaptării ei la proprietățile materialului transportat.

Suprafața elicoidală plină (fig. 5.6, a) este forma obișnuită pentru transportul materialelor pulverulente neaglomerabile sau în bucăți mici; pentru materialele mai mari sau lipicioase este preferabilă banda elicoidală (fig. 5.6, b și c), iar pentru materiale aglomerabile sau când se cere și o omogenizare (de exemplu, amestecarea unor materiale pulverulente sau umezirea lor în timpul transportului), se recomandă suprafața elicoidală crestată (fig. 5.6, d și e) sau brațe montate în elice pe arbore (fig. 5.6, f).

Există posibilitatea de încălzire sau de răcire în timpul transportului, prin peretele jgheabului (prevăzut în acest caz cu manta) sau prin arbore. Transportoarele elicoidale pot realiza și amestecarea mai multor materiale introduse separat, prin mai multe deschideri de alimentare prevăzute cu dozatoare. Când sînt transportate materiale sensibile, se folosesc transportoare elicoidale închise, cu atmosferă protectoare convenabilă.

Pentru evaluarea elementelor principale de proiectare, sînt recomandate următoarele formule empirice:

$$Q = V = \frac{\pi D^2}{4} \sin \rho \psi \quad (5.9)$$

$$n = K / \sqrt{D} \quad (5.10)$$

$$N = \frac{Q g L W_0}{\eta_m} \quad (5.11)$$

în care:  $Q$  este debitul transportorului, kg/s;  
 $V$  — debitul volumetric al transportorului, m<sup>3</sup>/s;  
 $\rho$  — densitatea materialului, kg/m<sup>3</sup>;  
 $D$  — diametrul suprafeței elicoidale, m;  
 $s$  — pasul suprafeței elicoidale, m;  
 $n$  — turația, rot/s;  
 $\psi$  — factorul de umplere (tabelul 5.4);  
 $K$  — coeficient depinzînd de materialul transportat (tabelul 5.4), m<sup>1/2</sup>/s;  
 $N$  — puterea motorului, W;  
 $L$  — lungimea transportorului, m;  
 $W_0$  — coeficient global de rezistență (tabelul 5.4);  
 $\eta_m$  — randamentul transmisiei;  
 $g = 9,81$  — accelerația gravitațională, m/s<sup>2</sup>;

Pentru tipizarea transportoarelor elicoidale, v. și STAS 7072-80, iar pentru calculul puterii instalate, STAS 7627-71.



Tabelul 5.4

## Date pentru transportoarele elicoidale

|                                                     |           |                     |
|-----------------------------------------------------|-----------|---------------------|
| Debitul                                             | 2,5—80    | m <sup>3</sup> /h   |
| Lungimea maximă                                     | 1,5—30    | m                   |
| Distanța dintre lagărele intermediare ale arborelui | 2,5—3,5   | m                   |
| Diametrul canalului                                 | 125—800   | mm                  |
| Turația arborelui                                   | 0,3—3     | rot/s               |
| Pasul elicei                                        | 100—630   | mm                  |
| Raportul pas/diametru                               | 0,8—1,0   |                     |
| Raportul diametru/mărimea maximă a bucăților        |           |                     |
| — pentru materiale uniforme (sortate)               | 10—12     | —                   |
| — pentru materiale obișnuite                        | 4—8       | —                   |
| Factorul de umplere $\psi$ :                        |           |                     |
| — pentru materiale care curg ușor                   | 0,45      | —                   |
| — pentru condiții medii                             | 0,25—0,40 | —                   |
| — pentru materiale mari, lipicioase, abrazive       | 0,12      | —                   |
| Coefficientul K:                                    |           | m <sup>1/2</sup> /s |
| — pentru materiale ușoare                           | 1,00      |                     |
| — pentru materiale grele                            | 0,75      |                     |
| — pentru materiale grele, abrazive                  | 0,30      |                     |
| Coefficientul global de rezistență $W_0$ :          |           |                     |
| — pentru cărbune, ciment, sare                      | 2,5       | —                   |
| — pentru cenușă, nisip                              | 4,0       | —                   |

## 5.1.5. Transportoare oscilante și vibratoare

Transportoarele din această categorie sînt formate dintr-un plan sau un jgheab orizontal (tubular sau trapezoidal), susținut de arcuri înclinate și acționat de un mecanism care îi imprimă mișcări alternative cu accelerații diferite în cele două curse, în sensuri opuse, ale unei oscilații.

Avantajul principal al acestor transportoare este lipsa mecanismelor în lungul suprafeței transportoare, rezultînd posibilitatea de a servi pentru transporturi la temperaturi înalte (de exemplu prin cuptoare) sau pentru transportul materialelor corosive. Nu sînt indicate pentru materiale umede sau lipicioase.

Valorile minime și maxime ale principalilor parametri standardizați ai transportoarelor oscilante sînt: diametrul jgheabului tubular 100 ... 800 mm, lățimea jgheabului cu secțiunea dreptunghiulară sau trapezoidală 2 000 ... 2 500 mm; înălțimea pereților dreptunghiulari sau trapezoidali 100 ... 800 mm; lungimea jgheabului 500 ... 4 000 mm, frecvența oscilațiilor 1 ... 10 Hz. Pentru valorile intermediare ale parametrilor principali, v. STAS 9741-80: transportoare oscilante cu jgheab dreptunghiular sau trapezoidal și STAS 9748-74: transportoare oscilante cu jgheab tubular.

## 5.1.5.1. Variante ale transportoarelor oscilante și vibratoare

a) *Transportoare cu oscilații orizontale.* La aceste transportoare, direcția oscilațiilor coincide cu cea de transport.

Accelerația maximă pe care un plan o poate imprima unui corp așezat pe el este:

$$a_M = \frac{F_M}{m} = \frac{Gf_0}{G} = gf_0 \quad (5.12)$$

unde:  $a_M$  — accelerația maximă pe care planul o poate imprima corpului;  
 $F_M$  — forța maximă cu care planul poate acționa asupra corpului;  
 $m$  — masa corpului;  
 $G$  — greutatea corpului;  
 $f_0$  — coeficientul static de alunecare între materialul transportat și suprafața transportorului;  
 $g$  — accelerația gravitațională.

Dacă planul transportorului se mișcă cu accelerație mai mică decât  $a_M$ , materialul transportat rămâne sprijinit pe suprafață și se deplasează solidar cu ea; dacă accelerația  $a_f$  a suprafeței este mai mare decât  $a_M$ , materialul rămâne în urmă, prin alunecare. Din jocul accelerațiilor: o accelerație mai mică ( $a_f < a_M$ ) în timpul semioscilației în sensul transportului și o accelerație mai mare ( $a_f > a_M$ ) în timpul semioscilației de întoarcere, rezultă înaintarea materialului.

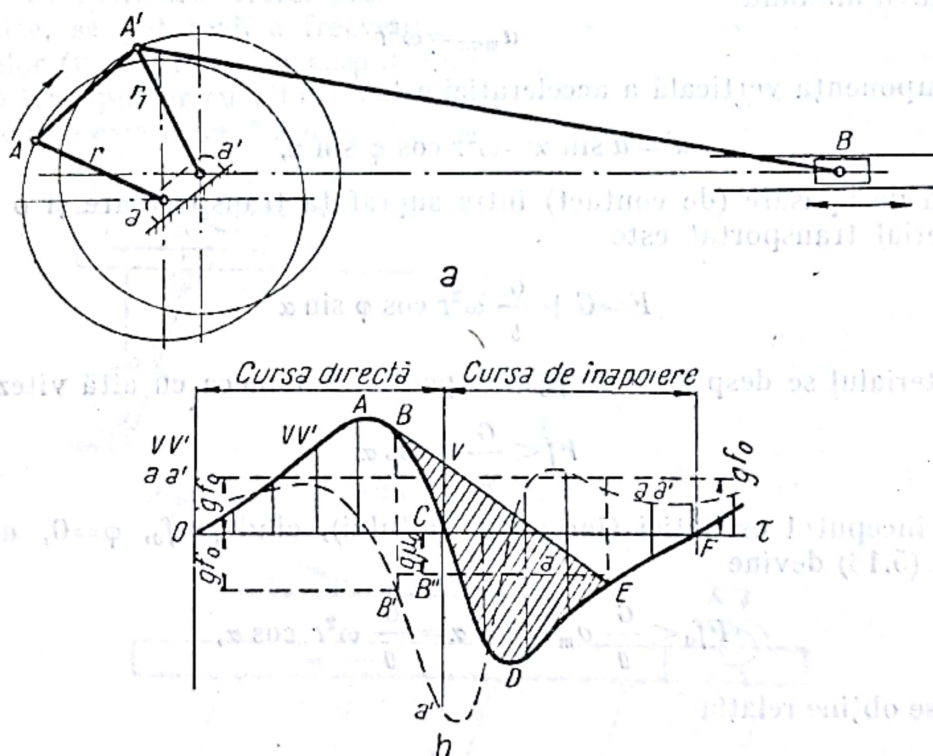


Fig. 5.7. Dispozitiv mecanic pentru acționarea transportului cu oscilații longitudinale:

a — schema de principiu a dispozitivului de acționare; b — diagrama cinematică a transportorului.

Această variație periodică a accelerației se obține prin dispozitive mecanice, pneumatice, hidraulice, și electrice. În fig. 5.7 este dată schema unui dispozitiv mecanic format, în esență, dintr-un patruleter articulat  $aAA'a'$  prelungit cu biela  $A'B$  care antrenează cu mișcări alternative transportorul



oscilant. Manivela  $aA$  este rotită uniform de un motor; transmisă prin articulațiile patrulaterului, mișcarea uniformă a barei  $aA$  se transformă în mișcarea neuniformă a barei  $a'A'$  și a mișcării alternative cu caracteristicile dorite a punctului  $B$ , de care este legat transportorul propriu-zis.

b) *Transportoare cu oscilații în plan vertical.* Aceste transportoare se deosebesc de cele precedente, prin faptul că oscilațiile sînt perpendiculare pe suprafața transportoare. Materialul transportat înaintază prin salturi, desprinzîndu-se, în timpul saltului, de suprafața transportoare. Unghiul  $\alpha$  dintre această suprafață și direcția inițială a saltului este egal cu unghiul dintre verticală și foile de arc susținătoare.

Mecanismul de acționare (fig. 5.8) constă dintr-un sistem bielă-manivelă. Din cauza lungimii relativ mici a manivelei în comparație cu lungimea bielei, oscilațiile pot fi considerate rectilinii.

Viteza suprafeței transportoare este, cu oarecare aproximație,

$$v = \omega r \sin \varphi \quad (5.13)$$

iar accelerația (cu direcția perpendiculară pe arcurile de susținere),

$$a = \omega^2 r \cos \varphi \quad (5.14)$$

cu valoarea maximă

$$a_{max} = \omega^2 r \quad (5.15)$$

Componența verticală a accelerației este

$$a' = a \sin \alpha = \omega^2 r \cos \varphi \sin \alpha, \quad (5.16)$$

iar forța de apăsare (de contact) între suprafața transportoare și o bucată de material transportat este

$$F = G + \frac{G}{g} \omega^2 r \cos \varphi \sin \alpha \quad (5.17)$$

Materialul se desprinde de jgheab pentru a aluneca cu altă viteză cînd

$$Ff < \frac{G}{g} a \cos \alpha \quad (5.18)$$

La începutul oscilației (începutul saltului), cînd  $f = f_0$ ,  $\varphi = 0$ ,  $a = a_{max}$ , condiția (5.18) devine

$$Ff_0 < \frac{G}{g} a_{max} \cos \alpha = \frac{G}{g} \omega^2 r \cos \alpha, \quad (5.19)$$

cu care se obține relația

$$\omega^2 r > \frac{gf_0}{\cos \alpha - f_0 \sin \alpha} \quad (5.20)$$

În aceste relații:

$v$  este viteza suprafeței transportoare;

$a$  — accelerația (cu direcția perpendiculară pe arcurile de susținere);

$a_{max}$  — valoarea maximă a accelerației  $a$ ;

$\omega$  — viteza unghiulară a manivelei;

$r$  — lungimea manivelei;

- $\varphi$  — unghiul de rotație al manivelei ( $\varphi=0$  pentru direcția perpendiculară pe arcuri);
- $\alpha$  — unghiul dintre verticală și foile arcurilor de susținere, egal cu unghiul dintre orizontală și direcția oscilației;
- $a'$  — componenta verticală a accelerației;
- $F$  — forța de apăsare a suprafeței transportoare asupra bucății transportate;
- $G$  — greutatea bucății transportate;
- $f_0$  — coeficientul static de alunecare între material și suprafața transportoare;
- $g$  — accelerația gravitațională.

Transportoarele sînt astfel construite încît condiția din ultima relație să fie îndeplinită.

La începutul fiecărei oscilații, atît suprafața transportoare cît și materialul au viteza zero; imediat apoi, materialul este antrenat în direcția de transport; la capătul semioscilației utile (în direcția de transport), suprafața transportoare își schimbă sensul mișcării, pe cînd materialul continuă să înainteze, alunecînd pe suprafața transportoare, care revine la poziția inițială.

c) *Transportoare vibratoare.* Prin dispozitive mecanice sau electromagnetice, se pot realiza frecvențe relativ mari (uneori peste 50 Hz) ale oscilațiilor (vibrațiilor), cu amplitudini milimetrice sau submilimetrice.

Un transportor cu vibrator mecanic este schițat în fig. 5.9. Dispozitivul de antrenare este format din două roți angrenate între ele, avînd cîte o greu-

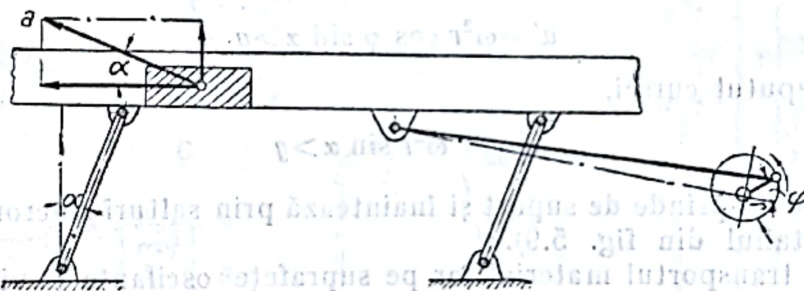


Fig. 5.8. Transportor cu oscilații în plan vertical.

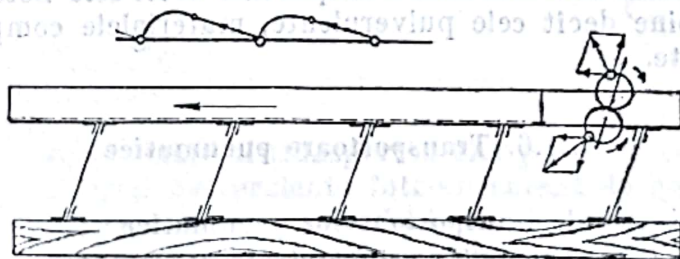


Fig. 5.9. Transportor cu vibrator mecanic.

tate excentrică; centrele roților și ale greutăților excentrice sînt în plane paralele cu arcurile (încălinate) de susținere. Prin această așezare, forțele centrifuge au, fiecare, cîte o componentă orizontală paralelă cu suprafața transportoare și o componentă paralelă cu arcurile; componentele orizontale



produc vibrații suprafeței, iar celelalte componente (egale între ele și de sens opus) se anulează.

Un transportor cu vibrator electromagnetic, format dintr-un electromagnet și un arc, este reprezentat în fig. 5.10

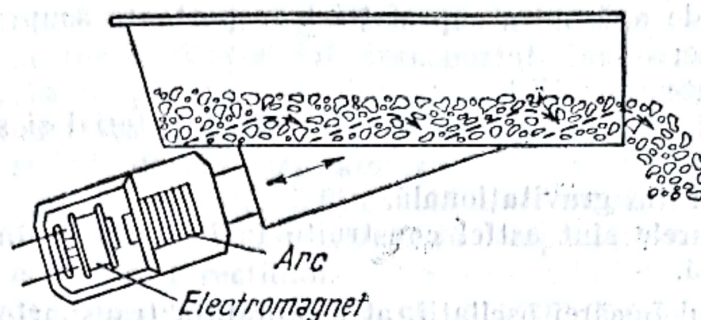


Fig. 5.10. Transportor cu vibrator electromagnetic.

La transportoarele vibratoare, componenta verticală a accelerației produce o forță mai mare decât greutatea materialului

$$\frac{G}{g} a' > G \quad (5.21)$$

$$a' > g \quad (4.22)$$

sau (v. ec. 5.16)

$$a' = \omega^2 r \cos \varphi \sin \alpha > g \quad (5.23)$$

La începutul cursei,

$$a'_{max} = \omega^2 r \sin \alpha > g \quad (5.24)$$

Materialul se desprinde de suport și înaintează prin salturi sincrone cu vibrațiile (v. detaliul din fig. 5.9).

Pentru transportul materialelor pe suprafețe oscilante și vibratoare — atunci când grosimea stratului corespunde la câteva rinduri de granule — este important ca factorul de frecare între granule să fie destul de mare: materialele cu granule colțuroase sînt mai bine transportate decât cele netede, materialele granulare mai bine decât cele pulverulente, materialele compacte mai bine decât cele afîinate.

### 5.1.6. Transportoare pneumatice

#### 5.1.6.1. Variante ale transportoarelor pneumatice

a) *Transportoare pneumatice prin aspirație* (fig. 5.11, a), indicate pentru descărcarea materialelor granulare din vagoane, vapoare etc. și pentru cazurile în care materialele din mai multe puncte de intrare sînt colectate într-un depozit central. Întreaga instalație se găsește sub depresiune.

b) *Transportoare pneumatice prin refulare* (fig. 5.11, b și c), indicate pentru cazurile cînd materiale dintr-un depozit central sînt distribuite în mai multe puncte. În instalație este presiune supraatmosferică.



c) Transportoare pneumatice mixte (fig. 5.11, d) cu unele secțiuni sub depresiune și alte secțiuni la presiuni supraatmosferice.

d) Transportoare pneumatice cu circuit închis de gaz, pentru transportul pneumatic al materialelor granulare toxice, rău mirositoare sau inflamabile. În figura 5.12 este reprezentată schița unui cap de aspirație.

Fig. 5.11. Transportoare pneumatice:

a — prin aspirație; b, c — prin refulare; d — prin aspirație și refulare.  
1 — cap de aspirație; 2 — conducta transportoare; 3 — siloz receptor; 4 — ciclon; 5 — exhaustor; 6 — alimentator (dozator) compartimentat; 7 — siloz de alimentare; 8 — distribuitor; 9 — siloz intermediar.

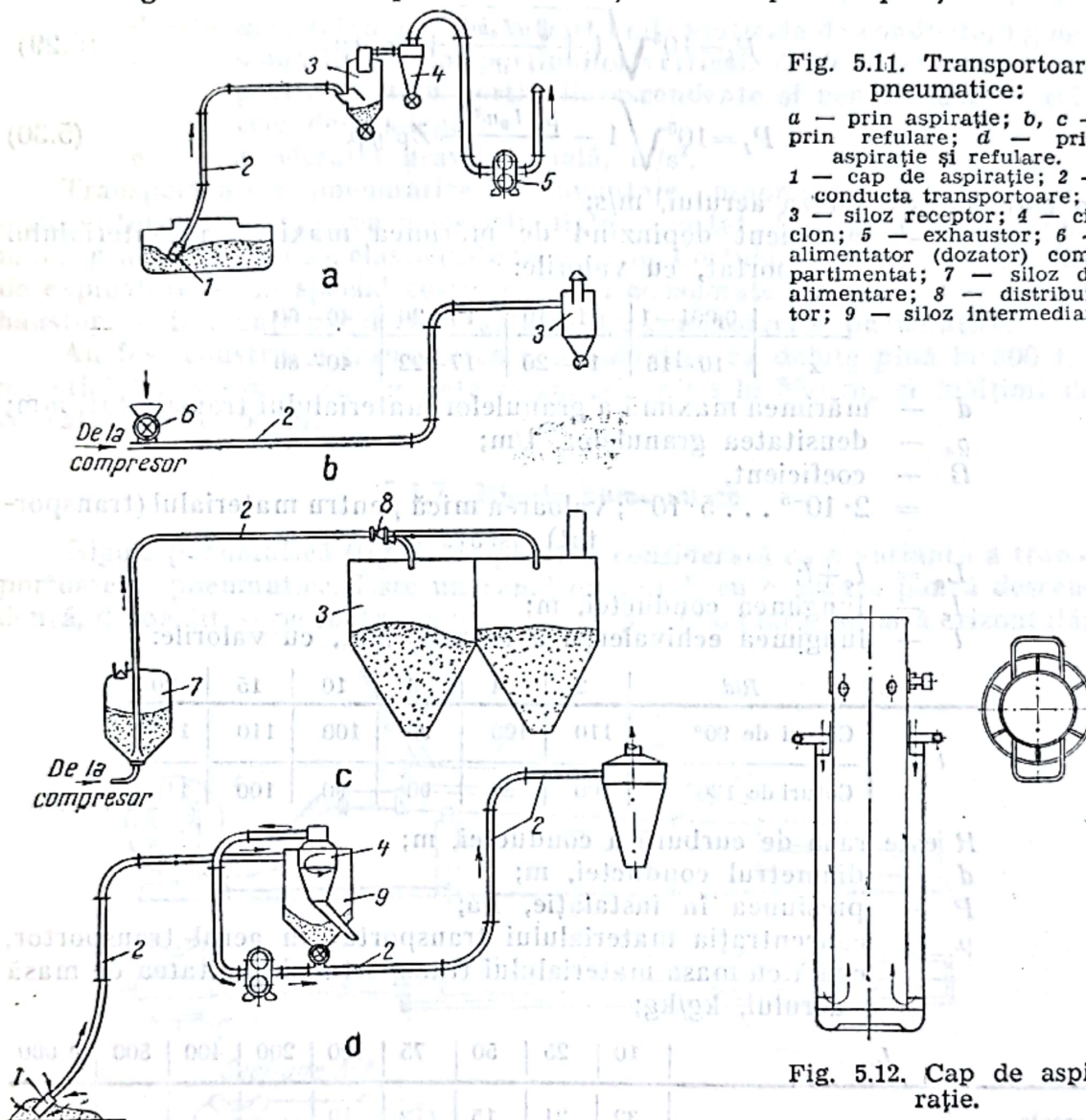


Fig. 5.12. Cap de aspirație.

Principiul de funcționare al transportoarelor pneumatice este antrenarea materialelor granulare și pulverulente într-un curent de gaz a cărei viteză întrece viteza de sedimentare (v. cap. 14.1) a materialului transportat; pe porțiunile orizontale ale transportorului, turbulența gazului menține materialul în suspensie; se recomandă evitarea porțiunilor orizontale.

5.1.6.2. Calculul transportoarelor pneumatice. Următoarele relații empirice servesc pentru dimensionarea transportoarelor pneumatice:

$$w = \alpha \sqrt{\rho_s} + BL_c^2 \quad (5.25)$$

pentru transportoarele prin aspirație de presiune mică,

$$P = 0,2 \cdot 10^5 \dots 0,45 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (5.26)$$

pentru transportoarele prin refulare de presiune medie,

$$P = 1,3 \cdot 10^5 \dots 2,2 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (5.27)$$

pentru transportoarele prin refulare de presiune înaltă,

$$P = 2,5 \cdot 10^5 \dots 5,0 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (5.28)$$

$$P_t = 10^5 \sqrt{1 + \frac{\beta \mu L_0 w^2}{d}} + Z \rho' g \mu \quad (5.29)$$

$$P_f = 10^5 \sqrt{1 - \frac{\beta \mu L_0 w^2}{d}} - Z \rho' g \mu \quad (5.30)$$

în care:  $w$  este viteza aerului, m/s;

$\alpha$  — coeficient depinzînd de mărimea maximă a materialului transportat, cu valorile:

|          |         |       |       |       |
|----------|---------|-------|-------|-------|
| $d$      | 0,001–1 | 1–10  | 10–20 | 40–60 |
| $\alpha$ | 10–16   | 17–20 | 17–22 | 40–80 |

$d$  — mărimea maximă a granulelor materialului transportat, mm;

$\rho_s$  — densitatea granulelor, t/m<sup>3</sup>;

$B$  — coeficient,

$= 2 \cdot 10^{-5} \dots 5 \cdot 10^{-5}$ ; valoarea mică pentru materialul (transportat) uscat;

$L_c = l_c + l$ ;

$l_c$  — lungimea conductei, m;

$l$  — lungimea echivalentă a coturilor, m, cu valorile:

|     | $R/d$          | 2   | 4   | 6  | 10  | 15  | 20  |
|-----|----------------|-----|-----|----|-----|-----|-----|
| $l$ | Coturi de 90°  | 110 | 100 | 90 | 100 | 110 | 120 |
|     | Coturi de 120° | 100 | 90  | 90 | 90  | 100 | 110 |

$R$  este raza de curbura a conductei, m;

$d$  — diametrul conductei, m;

$P$  — presiunea în instalație, Pa;

$\mu$  — concentrația materialului transportat în aerul transportor, egală cu masa materialului transportat de unitatea de masă a aerului, kg/kg;

| $L_c$                                                           | 10 | 25 | 50 | 75 | 100 | 200 | 400 | 800 | 1 000 |
|-----------------------------------------------------------------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-------|
| Cereale                                                         | 32 | 21 | 15 | 12 | 10  |     |     |     |       |
| Materiale uscate și grele<br>$\rho_s = 2,5 - 3,2 \text{ t/m}^3$ |    |    |    |    | 65  | 40  | 27  | 16  | 13    |
| Materiale umede și ușoare<br>$\rho_s = 1,8 - 2,5 \text{ t/m}^3$ |    |    |    |    | 40  | 22  | 14  |     |       |

$P_t$  este presiunea absolută la capătul de alimentare al transportorului prin refulare, Pa; la capătul de descărcare se consideră presiunea egală cu cea atmosferică;

$P_f$  — presiunea absolută la capătul de descărcare al transportorului prin absorbție, Pa; la capătul de alimentare se consideră presiunea egală cu cea atmosferică;



$\beta$  — coeficient experimental, cu valorile:

| $(\mu L_0 w^2/d)10^{-6}$                    | 5  | 10 | 20 | 40  | 80  | 100 | 100 |
|---------------------------------------------|----|----|----|-----|-----|-----|-----|
| $\beta \cdot 10^7$ Instalații prin refulare | 10 | 7  | 5  | 2,5 | 1,7 | 1,5 | 1,5 |
| Instalații prin absorbție                   |    |    |    | 1,5 |     |     |     |

$\rho'$  este densitatea aerului în porțiunile verticale de conductă,  $\text{kg/m}^3$ ;

$Z$  — suma lungimilor porțiunilor verticale de conductă, m;  $Z$  este pozitiv pentru porțiunile ascendente și negativ pentru cele descendente;

$g$  — accelerația gravitațională,  $\text{m/s}^2$ .

Transportoarele pneumatice au avantaje importante: automatizarea transportorului, menajarea materialului transportat, funcționarea fără zgomot și praf, spațiu redus, elasticitate în serviciu. Costul investiției și cheltuielile de exploatare — în special costul energiei consumate în compresor sau exhaustor — influențează decizia alegerii transportoarelor pneumatice.

Au fost construite transportoare pneumatice cu debite pînă la 300 t/h material transportat, cu distanțe orizontale pînă la 350 m, și înălțimi de ridicare pînă la 50 m.

#### 5.1.7. Rigole pneumatice

Rigola pneumatică (fig. 5.13) poate fi considerată ca o variantă a transportoarelor pneumatice. Este un canal orizontal, cu o ușoară pantă descendentă, despărțit — pe toată lungimea lui — printr-o placă poroasă orizontală;

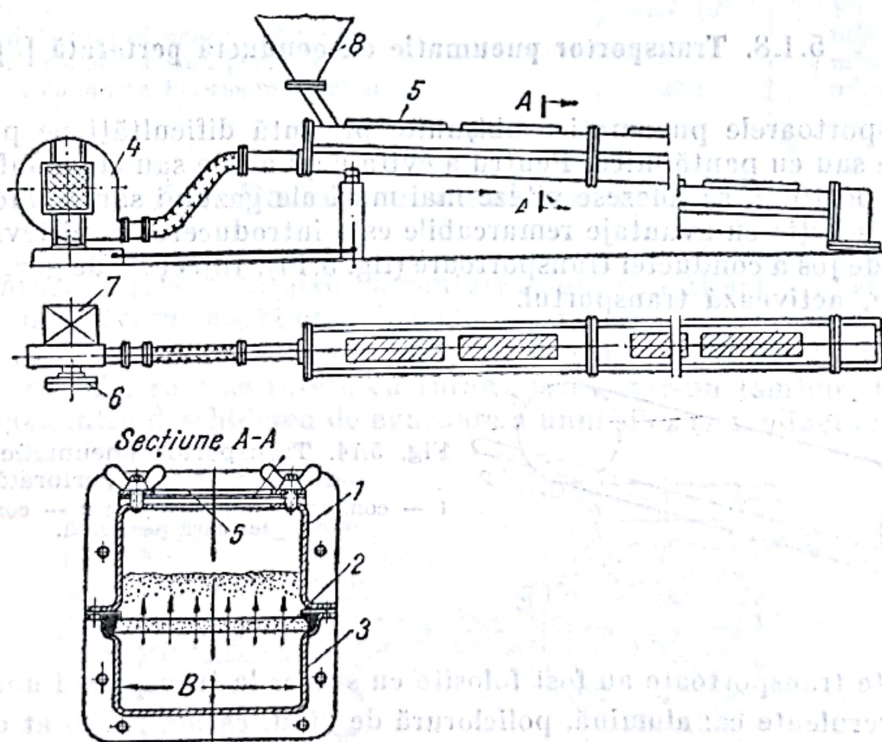


Fig. 5.13. Transportor cu rigolă pneumatică:

1 — partea superioară a rigolei; 2 — placa poroasă; 3 — partea inferioară a rigolei; 4 — ventilator; 5 — filtre textile; 6 — filtru pentru aerul aspirat; 7 — electromotor; 8 — pînă de alimentare.

canalul este acoperit cu un capac permeabil ieșirii aerului. În timpul funcționării, materialul pulverulent care trebuie transportat este menținut în stare fluidizată de aerul introdus sub placa poroasă (v. cap. 31: fluidizarea, vol. II).

Cu rigola pneumatică se transportă pe orizontală materialele pulverulente, uscate, care curg ușor (ciment, cenușă, cărbune etc.); este contraindicată pentru transportul materialelor umede, lipicioase sau care se aglomerează.

Avantajele rigolei pneumatice sînt: construcția simplă, investiție redusă, lipsa elementelor mobile (în afară de ventilator), consum redus de energie, exploatare sigură (tabelul 5.5).

Tabelul 5.5

Date pentru rigola pneumatică

|                                                   |                                      |                                    |
|---------------------------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| Debitul materialului                              | pînă la 120                          | m <sup>3</sup> /h                  |
| Consumul de aer pe metrul pătrat de placă poroasă | 1,3—1,5                              | m <sup>3</sup> /min                |
| Lățimea rigolei                                   | 125—500                              | mm                                 |
| Grosimea stratului (fluidizat) de material        | 50—60                                | mm                                 |
| Panta rigolei                                     | 4—5                                  | %                                  |
| Suprapresiunea aerului comprimat                  | 3,10 <sup>5</sup> —5,10 <sup>5</sup> | Pa                                 |
| Proprietățile plăcii poroase                      |                                      |                                    |
| — porozitatea                                     | aprox. 50                            | %                                  |
| — permeabilitatea la aer                          | 45                                   | (cm <sup>2</sup> ·h) <sup>-1</sup> |
| — diametrul porilor                               | 40—60                                | m                                  |

#### 5.1.8. Transportor pneumatic cu conductă perforată [8]

Transportoarele pneumatice obișnuite prezintă dificultăți pe porțiunile orizontale sau cu pantă mică. Pentru a evita depunerile sau chiar înfundările pe aceste porțiuni, se folosesc viteze mai mari ale gazului sau se fac injecții de gaz. O soluție cu avantaje remarcabile este introducerea unei țevi găurite în partea de jos a conductei transportoare (fig. 5.14). Injecțiile de gaz, uniform distribuite, activează transportul.

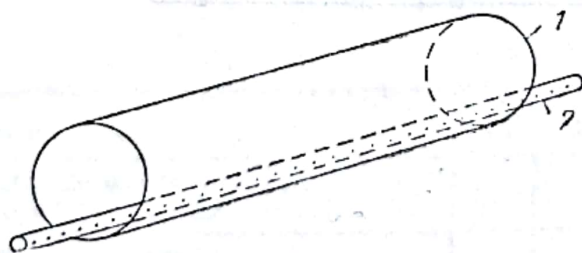


Fig. 5.14. Transportor pneumatic cu conductă interioară perforată:

1 — conductă transportoare; 2 — conductă interioară perforată.

Aceste transportoare au fost folosite cu succes la transportul unor materiale pulverulente ca: alumina, policlorură de vinil, cacao, perborat de sodiu.

În tabelul 5.6 sînt prezentate cîteva date tehnologice pentru transportul cu conductă perforată, iar în tabelul 5.7 date pentru o instalație cu conductă perforată pentru transportat policlorură de vinil.



Tabelul 5.6

Date pentru transportorul cu conductă perforată

|                                             |                                     |                   |
|---------------------------------------------|-------------------------------------|-------------------|
| Diametrul conductei transportoare           | 80—125                              | mm                |
| Lungimea transportorului                    | 30—720                              | m                 |
| Debitul materialului transportat            | 4,2—29,5                            | t/h               |
| Greutatea specifică a materialului (afinat) | 0,3—1,0                             | t/m <sup>3</sup>  |
| Înălțimea de ridicare a transportorului     | 0—25                                | m                 |
| Presiunea aerului transportor               | $1,8 \cdot 10^5$ — $4,0 \cdot 10^5$ |                   |
| Debitul aerului                             | 100—600                             | m <sup>3</sup> /h |
| Concentrația material/aer                   | 16,8—60,0                           | kg/m <sup>3</sup> |

Tabelul 5.7

Date practice pentru o instalație cu conductă perforată de transportat polielorură de vinil

|                                                       |                  |                   |
|-------------------------------------------------------|------------------|-------------------|
| Material transportat                                  | PVC-emulsie      |                   |
| Debitul materialului transportat                      | 15,0             | t/h               |
| Greutatea specifică (în stare afinită) a materialului | 0,4              | t/m <sup>3</sup>  |
| Lungimea conductei transportoare                      | 160              | m                 |
| Înălțimea de ridicare a transportorului               | 25               | m                 |
| Diametrul conductei transportoare                     | 100              | mm                |
| Diametrul conductei interioare                        | 13               | mm                |
| Lungimea porțiunilor de conductă interioară           | 22—27            | m                 |
| Presiunea aerului la capătul conductei transportoare  | $1,8 \cdot 10^5$ | Pa                |
| Presiunea aerului în conducta interioară (perforată)  | $2,1 \cdot 10^5$ | Pa                |
| Debitul total al aerului, din care:                   | 96,5             | m <sup>3</sup> /h |
| — în conducta transportoare                           | 69,4             | m <sup>3</sup> /h |
| — în conducta interioară (perforată)                  | 27,1             | m <sup>3</sup> /h |

## 5.2. Dozatoare sau alimentatoare

Dozatoarele servesc pentru alimentarea unui aparat sau a unei instalații cu materiale pulverulente și granulare, în debit constant, reglabil și cunoscut.

a) *Dozatorul rotativ compartimentat* (fig. 5.15) este format dintr-un rotor cu palete radiale, care se rotesc cu turație mică într-un tambur. Dozatorul se montează între deschiderea de evacuare a unui siloz și conducta sau pîlnia

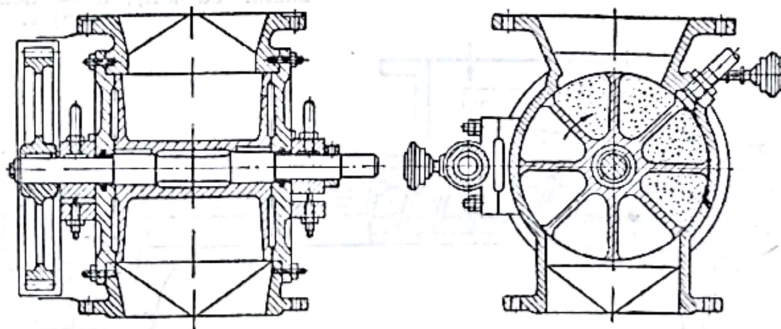


Fig. 5.15. Dozator (alimentator) compartimentat.

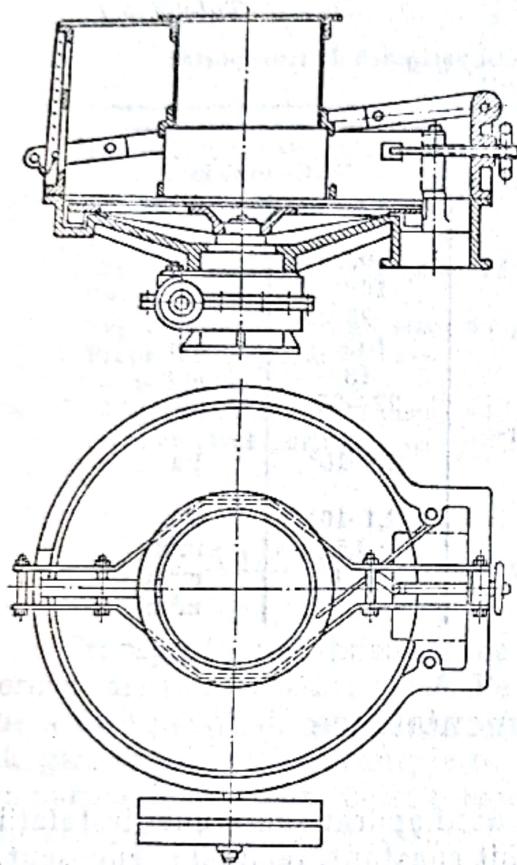


Fig. 5.16. Dozator cu taler.

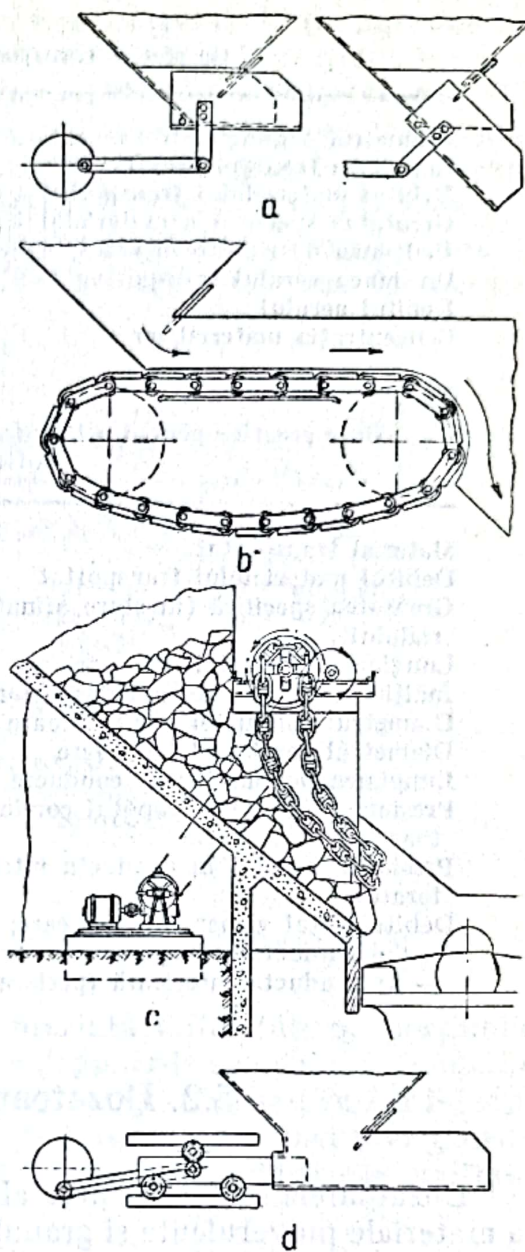


Fig. 5.18. Alte dozatoare pentru materiale granulare:

a — dozator prin reglarea deschiderii silozului; b — dozator cu bandă; c — dozator cu lanț; d — dozator cu piston plonjor.

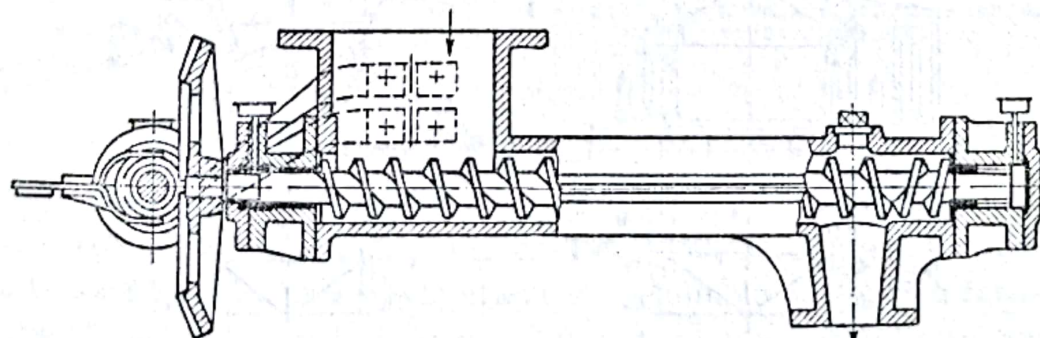


Fig. 5.17. Dozator elicoidal.



de alimentare a aparatului următor. La fiecare rotație a rotorului, dozatorul debitează un volum egal cu volumul rotorului. Acest dozator servește și ca închizător etanș.

b) *Dozatorul cu taler* (fig. 5.16) este folosit pentru dozarea precisă a materialelor pulverulente și granulare; el se adaptează la deschiderea de evacuare a silozului. Din siloz materialul curge printr-un scurt cilindru deplasabil pe înălțime, pe un taler rotativ, de unde este îndepărtat cu o racletă, de asemenea cu poziție reglabilă. Debitul este variat și reglat prin turația talerului, prin poziția tubului vertical și prin poziția racletei.

c) *Dozatorul elicoidal* este asemănător unui transportor elicoidal scurt; modelul schițat în fig. 5.17 are la capătul de evacuare câteva spire curbate în sens invers, pentru prevenirea înfundării.

d) *Dozatoarele oscilante și vibratoare* se aseamănă, ca principiu de construcție și mod de întrebuințare, cu transportoarele descrise la cap. 7.1.4.

e) *Alte tipuri de dozatoare* sînt schițate în fig. 5.18.

## BIBLIOGRAFIE

1. Bertumé, I. Transportul pneumatic al materialelor pulverulente. Transportul prin rigolă pneumatică, București, Revista de Chimie, 5, nr. 4, 1954, p. 156.
2. Grigoriu, I. Transportul, depozitarea și ambalarea materialelor. În Manualul Inginerului Chimist, Vol. II, București, Editura Tehnică, 1953.
3. Huggil, J. A. W. Storage and Handling of Solids. In: Cremer-Davis: Chemical Engineering Practice, Vol. III, Londra, Butterworths Scientific Publications, 1957.
4. Kasatkin, A. G. Procese și aparate principale în tehnologia chimică (trad. din l. rusă). București, Editura Tehnică, 1964.
5. Raymus, G., Staymann, E. Handling of Bulk and Packaged Solids. In: R. Perry and C. Chilton, Fifth Edition. Chemical Engineers Handbook, New York, McGraw-Hill, 1973.
6. Spivakovski, A. D., și Rudenko, N. F. Mașini de ridicat și transportat (trad. din l. rusă), București, Editura Tehnică, 1953.
7. Zilly, R. G. Solids Transport and Storage. In: R. Perry and C. Chilton, „Chemical Engineers Handbook“. Fourth Edition. New York, McGraw-Hill, 1963.
8. \* \* \* Rigola pneumatică. Chem. Ing. Techn. 36, nr. 5, p. 555.

## Mărunțirea materialelor

Materiile prime sînt folosite numai în rare cazuri în starea lor naturală și — de asemenea — rareori produsele rezultă din fabricație în forma pretinsă de beneficiari. De cele mai multe ori este necesar ca materialele să fie aduse — prin mărunțire — la mărimea corespunzătoare condițiilor tehnologice de utilizare.

Mărunțirea materialelor, adică divizarea lor prin acțiunea forțelor mecanice sau hidraulice, de la unități mai mari la unități (granule solide, picături de lichid, bule de gaz) de volum mai mic, se face:

- pentru solide: prin concasare, măcinare și dezintegrare;
- pentru lichide: prin pulverizare și emulsionare;
- pentru gaze: prin dispersare.

Scopul mărunțirii este multiplu:

- accelerarea operațiilor fizice (dizolvare, încălzire, uscare etc.) și chimice (creșterea conversiei, noi afinități), prin creșterea suprafeței de contact dintre faze și micșorarea adîncimii de pătrundere a proceselor fizice și chimice;
- separarea constituenților unui aglomerat (minereuri, cereale), printr-o măcinare destul de înaintată, pentru ca să se ajungă la granule formate numai dintr-un singur constituent; constituenții sînt apoi separați pe baza diferențelor dintre proprietățile lor fizice prin sedimentare, dizolvare, flotație, antrenare cu aer sau cu un lichid;
- obținerea amestecurilor omogene (de exemplu, în industria cimentului, hîrtiei, vopselurilor);
- obținerea fineții necesare pentru folosirea eficientă a produselor (de exemplu, suprafață mare de acoperire a vopselelor, randament mare a insecticidelor și fungicidelor);
- obținerea unor amestecuri granulometrice de volum minim sau convenabil unor cerințe tehnologice de ambalare, transport sau întrebuințare.

Prin cantitățile enorme ale materialelor prelucrate și ale energiilor consumate, mărunțirea materialelor solide este incomparabil mai importantă față de pulverizarea lichidelor și dispersarea gazelor.

Concasarea pietrelor pentru șosele și balastului pentru căile ferate, concasarea blocurilor de carbid, măcinarea materiilor prime și a clincherului în industria cimentului, măcinarea minereurilor pentru concentrarea lor ulterioară prin flotație sau prin operații metalurgice, măcinarea cărbunilor pentru arderea în focare cu cărbune pulverizat, măcinarea cerealelor sînt numai cîteva dintre aplicațiile importante ale mărunțirii materialelor solide.

Uzura mașinilor (prin abraziune) și consumul mare de energie fac ca mărunțirea să fie o operație costisitoare. Se știe că din energia enormă consumată numai o mică parte (0,1—2,0%) este folosită pentru învingerea



forțelor de coeziune, restul se pierde — în mod inutil sau dăunător — sub formă de căldură. Pe de altă parte, așa cum se va arăta în continuare, operația de mărunțire depinde de prea mulți factori pentru o analiză de optimizare exactă.

### 6.1. Factorii care influențează operația de mărunțire

Randamentul infim al mașinilor de mărunțire indică posibilități de perfecționare și deci rolul cercetătorului și al tehnicianului în domeniul mărunțirii.

Cunoașterea fenomenelor și a factorilor care intervin și alegerea, pe aceste baze, a procedeeelor și instalațiilor de mărunțire, cum și introducerea unei cît de mici îmbunătățiri care ar ridica randamentul numai cu zecimi de procent, aduce economii însemnate de energie.

Din observarea operației de mărunțire s-au putut face următoarele constatări:

- un bulgăre lovit sau strivit se sparge în bucăți de diferite mărimi; repetarea acțiunii produce bucăți din ce în ce mai mici;

- bucățile mari rezultate din primele lovituri sau comprimări provin din mici fisuri preexistente în materialul inițial; această acțiune de spargere se face cu consum relativ redus de energie;

- între granulele rezultate există o mărime predominantă, care depinde — mai cu seamă — de natura materialului;

- la fiecare acțiune de mărunțire, și în special la mărunțirea prin frecare, se produce și pulbere fină, cu mare consum de energie;

- atunci cînd forța aplicată este prea mică, materialul este comprimat și, după încetarea aplicării forței, el revine la starea inițială fără să se spargă; există o valoare critică a forței care produce mărunțirea; creșterea forței peste valoarea critică este inutilă și micșorează randamentul energetic;

- forța de mărunțire nu are efect instantaneu; este necesar ca forța să fie menținută un mic interval de timp; aceeași forță aplicată prin lovire are efect de mărunțire mai redus decît atunci cînd este aplicată prin comprimare;

- forța acționează la început numai asupra punctelor de contact de la suprafața neregulată a materialului de mărunțit; în aceste puncte se produc eforturi unitare foarte mari, cu creștere importantă de temperatură; după primele momente, forțele se repartizează pe suprafețe mai mari din cauza distrugerii punctelor inițiale de contact.

O operație rațională de mărunțire înseamnă transformarea, cu consum cît mai redus de energie și cu productivitate convenabilă a unui material cu proprietăți cunoscute, într-un produs granular sau pulverulent care să îndeplinească condiții date de granulometrie și — uneori — de formă; în cazuri speciale (materiale sensibile, termolabile, explozive etc.) alte condiții sînt impuse operației de mărunțire (de exemplu, răcire, atmosferă inertă).

În tabelul 6.1 sînt arătați factorii principali care trebuie luați în seamă cînd se proiectează sau cînd se folosește o instalație de mărunțire.

Cîțiva dintre acești factori vor fi examinați în continuare.



Tabelul 6.1

## Factorii principali care influențează mărunțirea

|                                                      |                                                                                                                                                                                                                                        |
|------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Factori referitori la materialul de mărunțit         | Granulometria sistemului polidispers<br>Cantitatea sau debitul<br>Duritatea<br>Umiditatea<br>Elasticitatea și plasticitatea<br>Temperatura de topire<br>Sensibilitatea termică<br>Sensibilitatea chimică și agresivitatea chimică      |
| Factori referitori la produs                         | Mărimea sau granulometria produsului<br>Forma și structura granulelor<br>Suprafața specifică<br>Volumul specific sau greutatea specifică în grămadă<br>Reactivitatea pulberii, în special față de oxigen, inflamabilitatea, aprinderea |
| Factori referitori la mașinile de mărunțit           | Modul și durata de acționare asupra materialului<br>Uzura suprafețelor (pieselor) de mărunțire<br>Posibilități de impurificare a produsului<br>Temperatura de lucru<br>Gradul de mărunțire                                             |
| Factori referitori la instalația de mărunțire        | Numărul treptelor de mărunțire<br>Introducerea separatoarelor între și după treptele de mărunțire<br>Transportul materialelor                                                                                                          |
| Factori referitori la întreaga operație de mărunțire | Consumul specific de energie<br>Manoperă<br>Costul operației<br>Ingrediente favorabile operației<br>Funcționare intermitentă sau continuă<br>Mărunțire umedă sau uscată                                                                |

Tabelul 6.2

## Scara mineralogică de duritate (scara Mohs)

|                        | Duritatea | Mineralul etalon | Alte minerale                                        |
|------------------------|-----------|------------------|------------------------------------------------------|
| Materiale moi          | 1         | Talc             | Ceruri, săpun, precipitate uscate de la filtre-presă |
|                        | 2         | Ghips            | Sare gemă, săruri cristaline, cărbuni moi, grafit    |
|                        | 3         | Calcit           | Marmură, calcar moale, barită, cretă                 |
| Materiale intermediare | 4         | Fluorină         | Fosfați moi, magnezită calcar                        |
|                        | 5         | Apatit           | Fosfați duri, calcar dur, cromită, bauxită           |
|                        | 6         | Feldspat         | Ilmenit, ortoclaz, hornblendă                        |
| Materiale dure         | 7         | Cuarț            | Granit, gresie                                       |
|                        | 8         | Topaz            |                                                      |
|                        | 9         | Corindon         | Safir, șmirghel                                      |
|                        | 10        | Diamant          |                                                      |



### 6.1.1. Duritatea materialului

Această proprietate exprimă tăria relativă a materialelor. Se măsoară prin urma unui vîrf de piramidă (din diamant sau oțel dur) apăsată cu o anumită forță. Clasificarea mineralelor după duritate se face cu ajutorul scării convenționale mineralogice (scara *Mohs*) sau scara mineralogică de duritate (tabelul 6.2).

Duritatea după *Mohs* este și un criteriu al rezistenței la mărunțire, o indicație a abraziunii (uzurii) asupra suprafețelor de mărunțire și o măsură relativă a rezistenței materialelor la compresiune.

Pentru mărunțirea materialelor dure (abrazive) sînt recomandate mașinile de mărunțit cu viteze (turații) mici.

### 6.1.2. Umiditatea materialului

Umiditatea materialului micșorează productivitatea morilor; în general, la umidități de peste 5% ale materialului, productivitatea morii scade repede (fig. 6.1). Se recomandă să se determine experimental conveniența introducerii unui uscător înaintea instalației de mărunțire sau între două trepte ale ei. Cercetarea se face uscînd probe de material pînă la diferite umidități și mărunțindu-le apoi în mori experimentale. Unele mașini de mărunțire lucrează în condiții optime cu materiale a căror umiditate este de 60%.

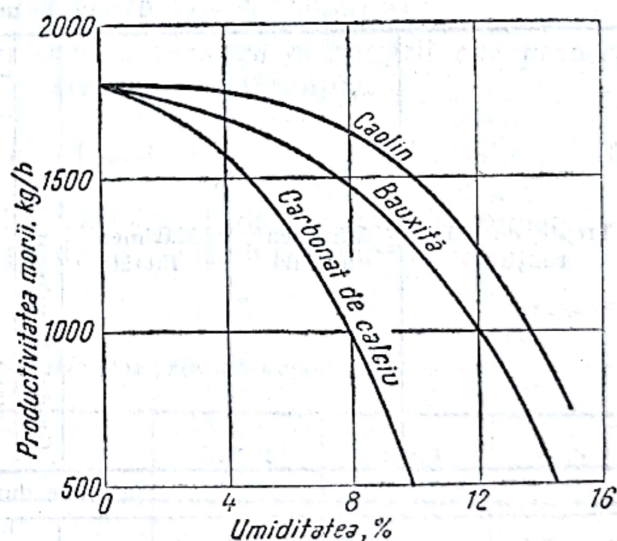


Fig. 6.1. Variația productivității morii în funcție de umiditatea materialului.

### 6.1.3. Forma și structura granulelor produsului

Natura materialului, tipul mașinii de mărunțire și procedeul folosit pentru mărunțire influențează forma și structura granulelor rezultate:

- structura materialului inițial se păstrează în structura produsului: structură lamelară (grafit), fibroasă (hîrtie, textile, asbest) etc.; prin lungirea duratei de mărunțire se distruge structura inițială;
- mașinile de mărunțire care acționează o singură dată asupra materialului (de exemplu, morile cu valțuri) dau un produs cu muchii și colțuri

ascuțite, pe cînd mașinile cu acțiuni repetate și o durată prelungită de mărunțire (de exemplu, morile cu bile) produc granule rotunjite;

— instalațiile de mărunțire, în care treptele de mărunțire alternează cu separatoare, dau un produs cu granulometrie mai uniformă decît instalațiile fără separatoare intermediare.

De cele mai multe ori, operația de mărunțire este însoțită — favorabil sau dăunător — de amestecare, încălzire, uscare.

Impurificarea produsului prin eroziunea suprafețelor active — în special în mărunțirea materialelor dure abrazive — trebuie avută în vedere.

#### 6.1.4. Gradul de mărunțire

Gradul de mărunțire este raportul  $D/d$ , dintre mărimea  $D$  a materialului inițial și mărimea  $d$ , a granulelor produsului rezultat din mărunțire. Gradul de mărunțire (tabelul 6.3) variază cu tipul mașinii, cu duritatea materialului și cu mărimea lui inițială.

#### 6.1.5. Trepte de mărunțire

De cele mai multe ori, gradul de mărunțire total (socotit ca raport între mărimea materialului inițial și mărimea produsului final) este prea mare

Tabelul 6.3

| Trepte de mărunțire          |                  |                |                     |            |           |                       |                       |                           |           |                      |         |            |        |           |   |   |
|------------------------------|------------------|----------------|---------------------|------------|-----------|-----------------------|-----------------------|---------------------------|-----------|----------------------|---------|------------|--------|-----------|---|---|
| Trepte de mărunțire          | Mărimea inițială | Mărimea finală | Gradul de mărunțire | Concasoare |           | Granulatoare          |                       | Mori                      |           |                      |         |            |        |           |   |   |
|                              |                  |                |                     | cu făci    | giratoare | cu cilindri (valțuri) | acționînd prin lovire | cu corpuri rostogolitoare | cu clopot | cu pietre orizontale | cu bile | vibratoare | cu jet | coloidale |   |   |
|                              |                  |                |                     |            |           |                       |                       |                           |           |                      |         |            |        |           |   |   |
|                              |                  |                |                     |            |           |                       |                       |                           |           |                      |         |            |        |           |   |   |
| Materiale dure               |                  |                |                     |            |           |                       |                       |                           |           |                      |         |            |        |           |   |   |
| Concasare { brută<br>fină    | 1 500—300        | 500—100        | 3                   | ×          | ×         |                       |                       |                           |           |                      |         |            |        |           |   |   |
|                              | 500—100          | 125—25         | 4                   | ×          | ×         | ×                     |                       |                           |           |                      |         |            |        |           |   |   |
| Granulare { brută<br>fină    | 125—25           | 25—5           | 5                   | ×          | ×         | ×                     |                       | ×                         |           |                      |         |            |        |           |   |   |
|                              | 30—6             | 5—1            | 6                   |            |           | ×                     |                       | ×                         | ×         |                      |         |            |        |           |   |   |
| Măcinare { brută<br>fină     | 5—1              | 0,5—0,1        | 10                  |            |           |                       |                       | ×                         | ×         | ×                    | ×       |            |        |           |   |   |
|                              | 1,2—0,15         | 0,08—0,01      | 15                  |            |           |                       |                       | ×                         | ×         | ×                    | ×       | ×          |        |           |   |   |
| Materiale moi                |                  |                |                     |            |           |                       |                       |                           |           |                      |         |            |        |           |   |   |
| Concasare                    | 500—100          | 50—10          | 10                  |            |           | ×                     | ×                     |                           |           |                      |         |            |        |           |   |   |
| Dezintegrare { brută<br>fină | 12—1,5           | 0,5—0,1        | 20                  |            |           |                       | ×                     | ×                         |           |                      |         | ×          |        |           |   |   |
|                              | 4—0,5            | 0,1—0,01       | 50                  |            |           |                       |                       | ×                         | ×         |                      |         | ×          |        |           | × | × |



pentru a putea fi realizat într-o singură operație de mărunțire, de aceea — de obicei — mărunțirea se execută în mai multe trepte.

În tabelul 6.3 sînt indicate treptele normale de mărunțire, mărimea inițială și finală a materialului pentru fiecare treaptă, gradul de mărunțire și mașinile de mărunțire recomandate.

### 6.1.6. Energia necesară mărunțirii

Din cauza numărului mare de factori care intervin și a lipsei unei baze teoretice satisfăcătoare pentru mecanismul mărunțirii, nu s-a ajuns încă la o metodă pentru aprecierea energiei necesare operației de mărunțire.

Există, totuși, câteva formule fundamentate pe ipoteze simple:

**6.1.6.1. Legea lui Kick:** *energia necesară mărunțirii este proporțională cu logaritmul gradului de mărunțire:*

$$E_s = C_K \lg \frac{D}{d} \quad (6.1)$$

Această relație a fost dedusă din considerații asupra deformațiilor plastice ale corpurilor în timpul strivirii lor. Are valabilitate aproximativă la mărunțirea prin concasare, unde o parte importantă din energie este consumată prin deformarea locală a bulgărilor înainte de fragmentare.

**6.1.6.2. Legea lui Rittinger:** *energia necesară mărunțirii este proporțională cu aria granulelor produsului, creată prin mărunțire:*

$$E_s = C_R \Delta A \quad (6.2)$$

În tabelul 6.4 se deduce creșterea ariei unei tone de material, presupunînd că atît materialul inițial cît și produsul final sînt cuburi egale.

Tabelul 6.4

Creșterea ariei suprafețelor prin mărunțire

| Mărimea                            | Inițial                                       | Final          | Unități  |
|------------------------------------|-----------------------------------------------|----------------|----------|
| Latura unui cub                    | $D$                                           | $d$            | m        |
| Aria suprafeței unui cub           | $6D^2$                                        | $6d^2$         | $m^2$    |
| Volumul unui cub                   | $D^3$                                         | $d^3$          | $m^3$    |
| Greutatea unui cub                 | $\gamma D^3$                                  | $\gamma d^3$   | t        |
| Numărul cuburilor, pe tonă         | $1/\gamma D^3$                                | $1/\gamma d^3$ | $t^{-1}$ |
| Aria suprafeței cuburilor, pe tonă | $6/\gamma D$                                  | $6/\gamma d$   | $m^2/t$  |
| Creșterea ariei prin mărunțire     | $\Delta A = (d^{-1} - D^{-1}) \cdot 6/\gamma$ |                | $m^2/t$  |

În conformitate cu legea lui *Rittinger*, energia necesară mărunțirii este deci:

$$E_s = C_R \frac{6}{\gamma} \left( \frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right) = \frac{6}{\gamma} \frac{C_R}{D} \left( \frac{D}{d} - 1 \right) = \frac{6}{\gamma} \frac{C_R}{D} (m - 1) \quad (6.3)$$

Cînd gradul de mărunțire  $m$  este destul de mare (încît 1 să fie neglijabil față de  $m$ ), legea lui *Rittinger* poate fi exprimată prin relația:

$$E_s = \frac{6}{\gamma} \frac{C_R}{D} m \quad (6.4)$$

care arată că energia necesară mărunțirii este proporțională cu gradul de mărunțire. Pentru a ține seamă de forma necubică și de mărimea neegală ale materialului inițial și ale produsului, se introduce un coeficient  $K$  a cărui valoare — dedusă din practică — variază între 1,2 și 1,7:

$$E_s = K \frac{6}{\gamma} \frac{C_R}{D} m \quad (6.5)$$

Legea lui *Rittinger* se aplică satisfăcător la mărunțirea fină, la care energia este folosită mai mult la crearea noilor suprafețe.

#### 6.1.6.3. Ecuația generală. Ecuația diferențială

$$dE_s = -C \frac{dD}{D^n} \quad (6.6)$$

generează prin integrare — cu diferite valori pentru exponentul  $n$  — ecuațiile precedente și alte ecuații propuse de cercetători (tabelul 6.5), care devin cazuri particulare ale ecuației generale.

Tabelul 6.5

Ecuații particulare ale ecuației generale (6.6)

| $n$ | Ecuații particulare                                            | Autorii ecuațiilor particulare |
|-----|----------------------------------------------------------------|--------------------------------|
| 1   | $E = C_K \lg \frac{D}{d}$                                      | <i>Klck</i>                    |
| 1,5 | $E = C_B \left( \frac{1}{d^{0,5}} - \frac{1}{D^{0,5}} \right)$ | <i>Bond</i>                    |
| 2   | $E = C_R \left( \frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right)$             | <i>Rittinger</i>               |
| >1  | $E = C_G \left( \frac{1}{d^{n-1}} - \frac{1}{D^{n-1}} \right)$ | <i>Gross-Zimmerley</i>         |

Ecuația lui *Gross-Zimmerley* poate fi adaptată cazurilor practice prin alegerea parametrului  $n$ , cu condiția ( $n > 1$ ).

*Exemplu.* S-a constatat, prin încercări practice, că pentru divizarea unui bloc de granit de  $1 \text{ cm}^3$  în bucăți de  $1 \text{ dm}^3$  este nevoie de aproximativ 2 kWh, pentru mărunțire în granule de  $1 \text{ cm}^3$  de aproximativ 6 kWh și, pentru măcinare la granule de  $1 \text{ mm}^3$ , de aproximativ 20 kWh. Energiile pentru grade de mărunțire [de 10, 100, 1 000 sînt deci în raportul 1 : 3 : 10.

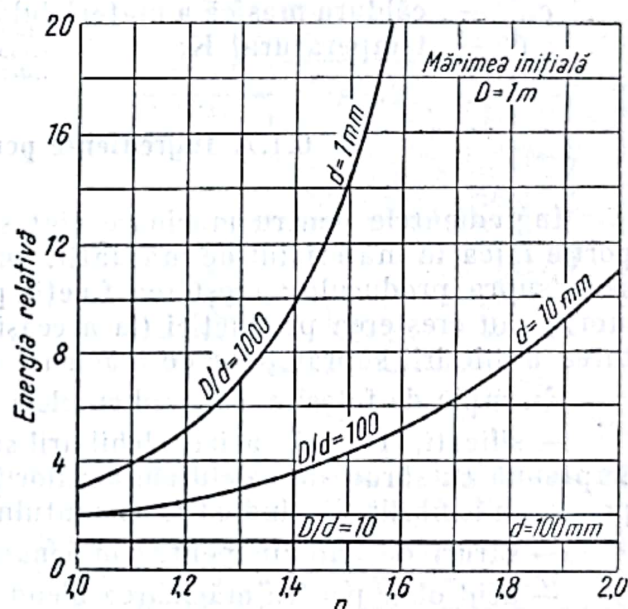
În tabelul 6.5 și fig. 6.2, este calculat și reprezentat grafic raportul energiilor pentru aceste trei operații de mărunțire, în funcție de parametrul  $n$ . Se constată că pentru  $n=1,40$  raportul energiilor relative este 1 : 3,52 : 9,85, destul de apropiat — dacă se ține seamă de precizia datelor practice — de raportul experimental 1 : 3 : 10.



Tabelul 6.6

Ecuajile relative de mărunțire în funcție de  $n$ 

| $n$  | Energiiile relative de mărunțire de la<br>$D=1 \text{ m}^3$ la |                    |                    | Observații                     |
|------|----------------------------------------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------------------|
|      | $d=1 \text{ dm}^3$                                             | $d=1 \text{ cm}^3$ | $d=1 \text{ mm}^3$ |                                |
| 1,00 | 1                                                              | 2,00               | 3,00               | Corespunde legii lui Kick      |
| 1,10 | 1                                                              | 2,23               | 3,86               |                                |
| 1,20 | 1                                                              | 2,62               | 5,14               |                                |
| 1,25 | 1                                                              | 2,77               | 5,93               |                                |
| 1,30 | 1                                                              | 2,98               | 5,94               |                                |
| 1,35 | 1                                                              | 3,23               | 8,23               | Apropiate de datele exemplului |
| 1,40 | 1                                                              | 3,52               | 9,83               |                                |
| 1,45 | 1                                                              | 3,82               | 11,72              |                                |
| 1,50 | 1                                                              | 4,26               | 14,1               | Corespunde ecuației lui Bond   |
| 2,00 | 1                                                              | 11,00              | 111,0              | Corespunde legii lui Rittinger |

Fig. 6.2. Raportul energiilor în funcție de  $n$ .

6.1.6.4. Ecuajia Escudero Sainz consideră că o parte din energie este consumată pentru realizarea suprafețelor noi — după legea lui Rittinger — și că cealaltă parte a energiei se consumă pentru deformarea materialului — după legea lui Kick. Raportul dintre cele două părți ale energiei, caracteristic materialului, este cuprins în constantele  $K_1$  și  $K_2$ :

$$E_s = K_1 \left( \frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right) + K_2 \lg \frac{D}{d} \quad (6.7)$$

## 6.1.6.5. Ecuajia lui Mittag

$$E = G s_m d \quad (6.8)$$

a rezultat prin analogie cu relația calorimetrică  $Q = G c_m t$ : energia de mărunțire, ca și energia de încălzire, sînt egale cu produsul între cantitatea  $G$  de

material, rezistența specifică la măcinare  $s_m$  (analogă cu căldura masică  $c_m$ ) și mărimea finală  $d$  corespunzătoare temperaturii  $t$ .

Notațiile din ecuațiile (6.1)–(6.9) au semnificațiile următoare:

- $E_s$  — energia specifică necesară mărunțirii, J/t;
- $D$  — mărimea inițială a materialului, m;
- $d$  — mărimea finală a produsului, m;
- $m=D/d$  — gradul de mărunțire;
- $\Delta A$  — creșterea ariei suprafeței materialului prin mărunțire,  $m^2/t$ ;
- $\gamma$  — greutatea specifică a materialului,  $t/m^3$ ;
- $C_K$  — constantă în ecuația lui *Kick* (6.1), J/t;
- $C_R$  — constantă în ecuația lui *Rittlinger* (6.2), J/t;
- $C$  — constantă în ecuația generală (6.6);
- $K_1$  — constantă în ecuația *Escudero Sainz* (6.7), J/t;
- $K_2$  — constantă în ecuația *Escudero Sainz* (6.7), J/t;
- $G$  — cantitatea de material, t;
- $E$  — energia necesară pentru mărunțirea a  $G$  tone de material, J;
- $s_m$  — rezistența specifică la mărunțire, J/(t·m);
- $c_m$  — căldura masică a materialului, J/(t·K);
- $t$  — temperatura, K;

#### 6.1.7. Ingrediente pentru măcinare

Ingredientele pentru măcinare sînt substanțe care, amestecate în porție mică în materialul de mărunțit, au efecte favorabile asupra operației sau asupra produsului: creșterea fineții produsului (la aceeași producție a morii) sau creșterea producției (la aceeași granulometrie a produsului), evitarea îmbîcsirii suprafețelor de măcinare cu pulbere măcinată.

Exemple de folosire a ingredientelor:

- silicați, fosfați, acizi alchil-aril-sulfonici, săruri de trietanolamină împreună cu săruri de calciu ale acizilor ligno-sulfonici, în adaosuri de 1%, pentru măcinările din industria cimentului;

- săruri de amoniu pentru măcinarea grafitului;

- acid oleic pentru măcinarea blendei;

- negru de fum de canale dă rezultate bune la măcinarea clincherului de ciment: de exemplu, prin adăugarea de 0,32 sau 1,28%, mărește aria specifică a produsului cu 30, respectiv, cu 50%, la aceeași durată de măcinare sau, dacă se macină pînă la aceeași finețe, durata de măcinare scade cu 28, respectiv, cu 34%; cimentul obținut prin măcinare cu adaos de negru de fum, are rezistență superioară celui măcinat fără adaos. Un adaos de 0,08% negru de fum are efect remarcabil de curățire asupra bilelor de măcinare.

#### 6.1.8. Procedee de mărunțire

În fig. 6.3 sînt prezentate schematic cele patru procedee de bază pentru mărunțire.

6.1.8.1. **Procedeeul discontinuu** (fig. 6.3, a): șarja de material este introdusă în moară și măcinată pînă la finețea dorită. Rezultă un produs cu mult



praf; consumurile de energie și de manoperă sint mari, producția morii este mică.

6.1.8.2. **Procedeul continuu în circuit deschis** (fig. 6.3, b); acest procedeu este cel mai răspândit. Materialul trece o singură dată prin moară sau, succesiv, prin mai multe unități (trepte) de mărunțire; produsul are granulometrie neuniformă (fig. 6.4), consumul de energie este mare.

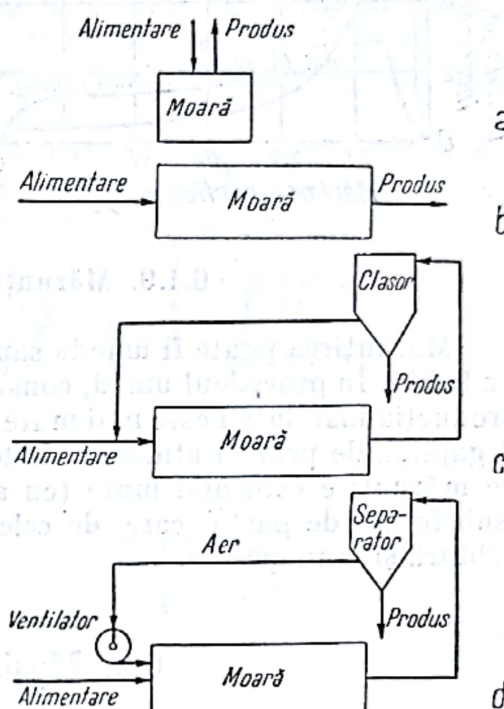


Fig. 6.3. Schemele procedeelor de mărunțire:

a — discontinuu; b — continuu în circuit deschis; c — continuu, în circuit închis; d — continuu, cu antrenarea pneumatică a produsului.

6.1.8.3. **Procedeul continuu în circuit închis** (fig. 5.3, c) realizează un produs cu granule uniforme (fig. 6.4) și o economie importantă de energie. Materialul trece, în circuit închis, prin moară și printr-un clasor care separă produsul măcinat în două fracțiuni: o fracțiune fină, care este evacuată ca produs final, și o fracțiune cu granulometrie mai mare, care este readusă în moară. Se realizează astfel, cel puțin parțial, dezideratul principal al operației de mărunțire: *să nu se macine nimic inutil*, cu înțelesul că atunci când o granulă a ajuns la finețea dorită, granula să fie scoasă din moară pentru a nu mai consuma inutil energie și pentru a face loc altor porțiuni de material în moară; produsul are granulometrie mai uniformă față de cel obținut prin procedeele precedente.

6.1.8.4. **Procedeul continuu în circuit închis, cu antrenarea pneumatică a produsului** (fig. 6.3, d); acest procedeu realizează în totalitate dezideratul enunțat mai sus. Un curent de aer (sau alt gaz) trece continuu prin moară, cu o viteză astfel reglată încât să antreneze granulele care au atins finețea dorită; granulele sint separate de gaz — ca produs final — într-un separator pneumatic, iar aerul revine în circuit. Ventilatorul care generează curentul de aer este montat, la unele instalații, chiar în interiorul morii. Curentul de aer mai are avantajul de a răci moara și materialul (important pentru mate-

rialele sensibile la căldură) și, eventual, de a usca materialul; pentru materiale oxidabile sau explozive se înlocuiește aerul cu gaz inert. Produsul are granulometrie uniformă (fig. 6.4).

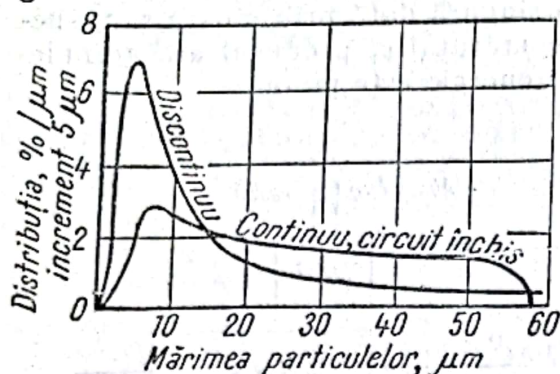


Fig. 6.4. Comparație între granulometria produsului la măcinarea discontinuă și cea continuă în circuit închis.

### 6.1.9. Mărunțirea umedă sau uscată

Mărunțirea poate fi umedă sau uscată, după cum în moară există sau nu un lichid. În procedeul umed, consumul de energie este mai mic (cu 20–30%), producția instalației este mai mare, produsul are granulometrie mai uniformă, degajarea de praf în atmosferă este evitată; în schimb, erodarea suprafețelor de mărunțire este mai mare (cu aproximativ 20%) și se obține un produs (sub formă de pastă) care, de cele mai multe ori, trebuie uscat (consum de căldură și manoperă).

## 6.2. Mașini de mărunțire

Clasificarea numeroaselor mașini de mărunțire se poate face fie după domeniul granulometric, fie după caracteristicile lor constructive și funcționale (v. STAS 8337-69 și STAS 10743-80).

*Clasificarea după domeniu granulometric* împarte mașinile de mărunțire în patru clase: *concasoare*, *granulatoare*, *mori fine* și *mori coloidale*. Domeniul de mărunțire al fiecărei clase nu poate fi bine definit și limitele se suprapun. Această clasificare are avantajul că urmărește ordinea treptelor în procesul de mărunțire, și dezavantajele că aceeași clasă cuprinde mașini de tipuri constructive și funcționale diferite și, pe de altă parte, că un același tip de moară se găsește în mai multe clase.

*Clasificarea după caracteristicile constructive și funcționale* înlătură inconvenientele clasificării precedente dar are dezavantajul unui mare și nedeterminat număr de grupe.

În continuare se adoptă această ultimă clasificare, cu 10 grupe:

### 6.2.1. Concasoare și granulatoare cu fălci

Mașinile de acest tip sînt cele mai răspîndite pentru concasarea materialelor dure; ele acționează prin strivire și forfecare (uneori și frecare) între două suprafețe de mărunțire (fălcile concasorului): una sau ambele fălci ale concasorului execută mișcările alternative de mărunțire.



Suprafețele active ale fălcilor sînt acoperite cu plăci demontabile din oțel dur (cu conținut de mangan) pentru a rezista mai bine abraziunii; suprafața plăcilor este crestată (creste mai ascuțite pentru mărunțirea materialelor dure și creste mai teșite pentru materialele moi) pentru a concentra eforturi mari pe arii reduse ale bulgărilor.

Spațiul de mărunțire dintre fălci este mărginit lateral de două plăci rezistente.

Din cauza maselor mari care sînt puse în mișcare la fiecare oscilație a fălcii mobile, apar accelerații și forțe importante; de aceea, concasoarele cu fălci se montează pe fundații solide, independente de pereții și fundațiile clădirii.

Construcția și funcționarea fălcilor și a sistemului de antrenare sînt caracteristice diferitelor tipuri de concasoare cu fălci (fig. 6.5).

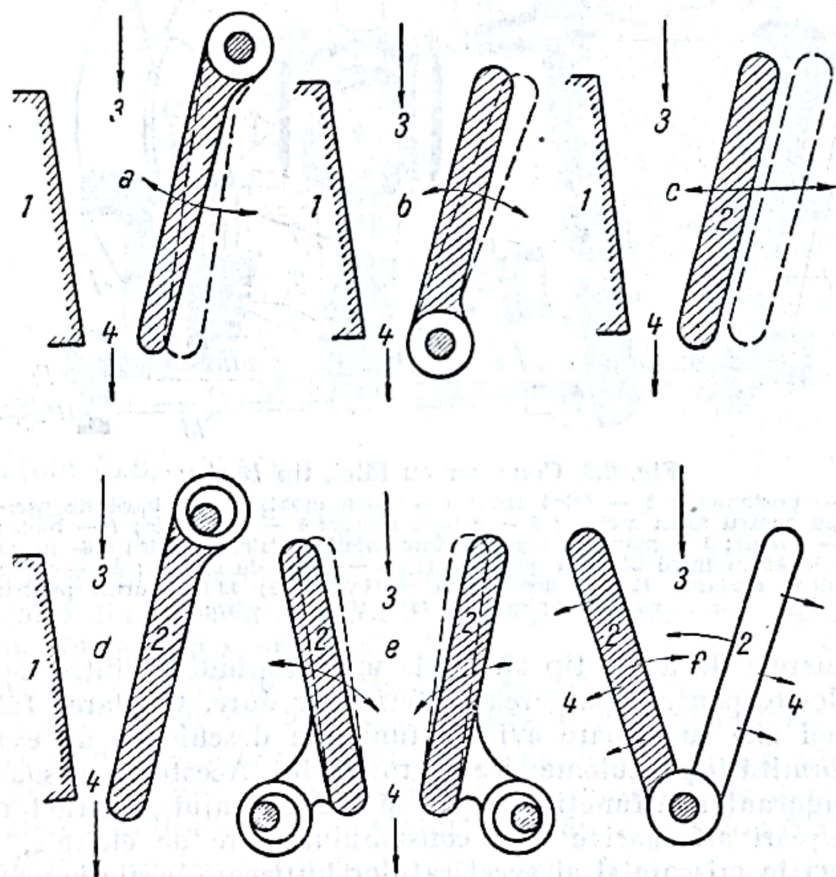


Fig. 6.5. Schemele de funcționare ale concasoarelor cu fălci:

1 — falcă fixă; 2 — falcă mobilă; 3 — deschidere de încărcare;  
4 — deschidere de evacuare.

**6.2.1.1. Concasoare Blake (fig. 6.6).** Concasoarele de acest tip au o falcă fixă și una mobilă care oscilează în jurul unei axe situate în partea superioară a fălcii, lângă deschiderea de alimentare; amplitudinea maximă a oscilației este la deschiderea de evacuare. Arborele motor pune în mișcare — printr-un excentric — o bielă puternică; mișcarea alternativă, verticală, a bielei este transformată în mișcarea alternativă a fălcii mobile cu ajutorul a două plăci de legătură, dintre care una se sprijină articulat pe postamentul mașinii,

iar cealaltă pe falca mobilă; una dintre plăcile de legătură este tăiată pieziș, cu cele două jumătăți reunite prin șuruburi, astfel dimensionate încît să fie partea de minimă rezistență a mașinii, rupîndu-se la un efort anormal (de exemplu atunci cînd în spațiul de mărunțire pătrunde un corp metalic). Lățimea minimă a deschiderii de evacuare se reglează cu ajutorul unei pene intercalate între postament și piesa de sprijin a uneia dintre plăcile de legătură. Sistemul articulat, format din: falca mobilă, plăcile de legătură, biela și piesa de sprijin este menținut solidar printr-o tijă cu arc.

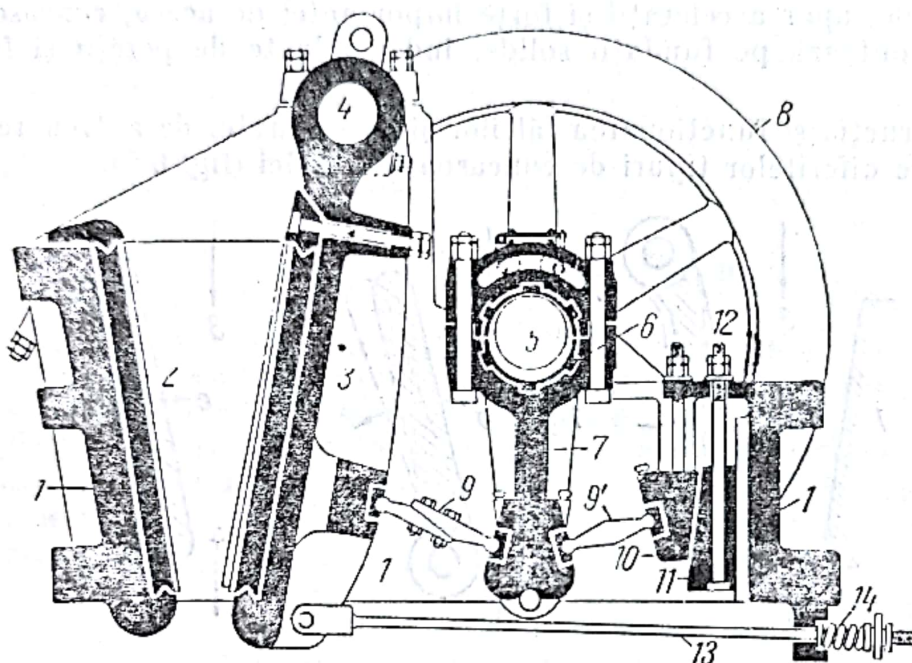


Fig. 6.6. Concasor cu fălci, tip Blake:

1 — postament; 2 — falcă fixă; 3 — falcă mobilă; 4 — bară de oscilație pentru falca mobilă; 5 — arbore motor; 6 — excentric; 7 — bielă; 8 — volant; 9 — placă de legătură între bielă și falca mobilă; 9' — placă de legătură între bielă și postament; 10 — piesă de sprijin; 11 — pană pentru reglarea lățimii deschiderii de evacuare; 12 — șurub pentru ridicarea piesei 11; 13 — tijă; 14 — arc.

Concasoarele de acest tip sînt cele mai răspîndite dintre concasoarele cu fălci, folosite pentru spargerea materialelor dure. Oscilarea fălcii mobile în jurul unei axe superioare evită înfundarea deschiderii de evacuare, în dauna uniformității granulometrice a produsului. Aceste concasoare prezintă avantajul siguranței în funcționare dar și dezavantajul — caracteristic mașinilor cu mișcări alternative — al consumului mare de energie, din cauza maselor mari în mișcare și al accelerațiilor la fiecare oscilație.

a) *Forța de acționare.* Schema din fig. 6.7 explică transformarea mișcării verticale a bielei în mișcare orizontală de împingere a fălcii mobile, la concasoarele de tip Blake. Excentricul mișcă biela în sus și în jos, între punctele  $y$  și  $y_1$ . Punctul  $x$  fiind fix, întregul sistem se deplasează spre stînga, între punctele  $z$  și  $z_1$ .

Neglijînd deplasarea spre stînga a punctului  $y_1$  față de  $y$  și deplasarea în sus a punctului  $z_1$  față de  $z$ , se poate scrie (v. detaliul din fig. 6.7):

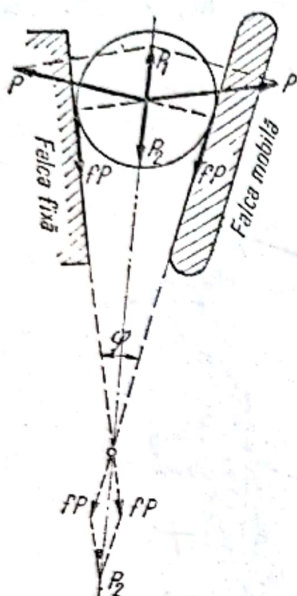
$$P = \frac{R}{2 \cos \alpha} \quad (6.9)$$





— Forțele de frecare — cu valoarea  $Pf$  — situate în planul fălcilor și îndreptate în sens contrar tendinței de mișcare a bulgărilor sub acțiunea forțelor  $P$ ; rezultanta forțelor de frecare, dirijată tot după bisectoarea unghiului de apucare, dar cu sensul în jos, are valoarea

$$P_2 = 2Pf \cos \frac{\varphi}{2} \quad (6.13)$$



Rezultanta  $P_1$  împinge bulgărele în sus, tinzând să-l scoată dintre fălci, iar rezultanta  $P_2$  îl trage în jos, în spațiul de mărunțire. Pentru ca bulgărele să fie spart este deci necesar ca

$$P_2 > P_1 \quad (6.14)$$

sau

$$2Pf \cos \frac{\varphi}{2} > 2P \sin \frac{\varphi}{2} \quad (6.15)$$

de unde,

$$f > \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \quad (6.16)$$

$$|\varphi| < 2\rho \quad (6.17)$$

Fig. 6.8. Schiță pentru determinarea unghiului de apucare.

În relațiile (6.12)–(6.17) au fost folosite următoarele notații:

$P$  este forța de presare a fiecărei fălci asupra bulgărilor;

$P_1$  — rezultanta forțelor  $P$ ;

$P_2$  — rezultanta forțelor de frecare  $Pf$ ;

$\varphi$  — unghiul dintre fălci, egal cu unghiul de apucare;

$f = \operatorname{tg} \rho$  — coeficientul de frecare material-falcă;

$\rho$  — unghiul de frecare.

Pentru materialele obișnuite, coeficientul de frecare este, în medie, de  $f = 0,30$ ; deci  $\rho = 17^\circ$  și  $\varphi < 34^\circ$ . Practic concasoarele se construiesc cu unghiul dintre fălci (unghiul de apucare) între  $15$  și  $27^\circ$ .

c) *Frecvența oscilațiilor.* Frecvența maximă a oscilațiilor unui concasor cu fălci se deduce din condiția ca tot materialul din spațiul de mărunțire să aibă timpul necesar (într-o semioscilație) pentru golire. Se consideră situația simplificată din fig. 6.9: spațiul, de forma unei prisme trapezoidale; deplasarea fălcii mobile prin translație.

Durata căderii libere a materialului din spațiul de mărunțire este:

$$\tau = \frac{30}{n} = \sqrt{\frac{2}{g}} h = \sqrt{\frac{2}{g} \frac{S}{\operatorname{tg} \varphi}} \quad (6.18)$$

sau

$$n = 30 \sqrt{\frac{g}{2}} \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{S}} = 66,5 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{S}} \quad (6.19)$$

În construcția concasoarelor, *turația* este delimitată prin relația:

$$60 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{S}} < n < 63 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \varphi}{S}} \quad (6.20)$$



Semnificația notațiilor din relațiile (6.18)–(6.20):

$h$  este înălțimea spațiului de mărunțire, m;

$S$  — deplasarea fălcii mobile, m;

$\tau$  — durata unei semioscilații, s;

$n=30/\tau$  — turația, rot/min;

$g$  — accelerația gravitațională, m/s<sup>2</sup>.

d) *Producția concasorului*. Această mărime se calculează înmulțind volumul materialului din spațiul de mărunțire cu numărul de oscilații:

— volumul spațiului de mărunțire (fig. 6.8):

$$V = \frac{1}{2} [e + (e + S)] h b = \frac{1}{2} (e + d) \frac{S}{\operatorname{tg} \varphi} b \quad (6.21)$$

— producția orară de masă (pentru 60  $n$  oscilații) este:

$$60 n V \rho \mu = 30 n (e + d) \frac{S}{\operatorname{tg} \varphi} b \rho \mu \quad (6.22)$$

În ecuațiile (6.21) și (6.22),

$V$  este volumul spațiului de mărunțire, m<sup>3</sup>;

$e$  — lățimea minimă a deschiderii de evacuare, m;

$d = (e + S)$  — lățimea maximă a deschiderii de evacuare, egală cu mărimea maximă a bucăților produsului, m;

$b$  — lungimea deschiderii de încărcare, m;

$\rho$  — densitatea materialului, kg/m<sup>3</sup>;

$\mu$  — coeficientul de umplere, cu valori între 0,4 și 0,7.

e) *Puterea necesară*. Pentru acționarea concasoarelor, puterea se poate evalua în mod empiric cu formula

$$N = 125 a b \text{ [kW]}$$

în care  $a$  este lățimea maximă a deschiderii de încărcare, m.

Pentru concasarea calcarului, energia specifică (pe metrul cub) se apreciază la 0,3–0,6 kWh/m<sup>3</sup>.

Concasoarele cu fălci de acest tip se construiesc cu următoarele valori extreme ale caracteristicilor principale: deschiderea de alimentare 250 × 400 ... 2 100 × 2 500 mm, dimensiunea maximă a bulgărilor (la alimentare) 210 ... 1 700 mm, lățimea fontei de descărcare 20 ... 80 până la 200 ... 800 mm. Pentru valorile intermediare ale caracteristicilor, v. STAS 10743-80. Aceste mașini se folosesc pentru materiale având rezistența la rupere până la 30 kN/cm<sup>2</sup>.

6.2.1.2. *Concasoare Dodge* (fig. 6.10). La aceste mașini, falca mobilă oscilează în jurul unei axe situate lângă deschiderea de evacuare; ele sînt acționate de un arbore motor, printr-un sistem excentric-bielă-pîrghie. Lățimea deschiderii de evacuare (mărimea produsului) se reglează cu șuruburi care deplasează falca fixă.

Din cauză că lățimea deschiderii de evacuare nu variază în timpul oscilațiilor, mărimea produsului este mai uniformă decît la concasoarele *Blake*;

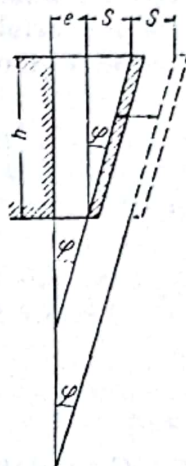


Fig. 6.9. Schița spațiului de mărunțire pentru determinarea numărului de oscilații.

există însă tendință de infundare. Concasoarele Dodge sînt folosite pentru sfărîmarea materialelor de duritate medie.

**6.2.1.3. Granulatoare cu fălci.** Rolul specific al acestor granulatoare este obținerea unui produs de granulometrie cît mai uniformă; la acest rezultat se ajunge prin paralelizarea porțiunilor inferioare ale fălcilor.

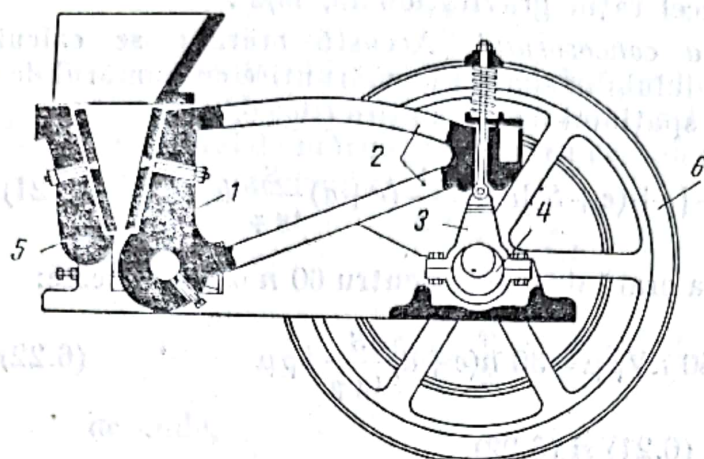


Fig. 6.10. Concasor tip Dodge:

1 — falcă mobilă; 2 — pîrghie; 3 — bielă; 4 — excentric; 5 — falcă fixă; 6 — volant.

Granulatorul prezentat în fig. 6.11 are falca mobilă acționată direct de un excentric; în partea inferioară, falca mobilă se reazămă — printr-o placă de legătură — pe o piesă de sprijin, a cărei poziție se potrivește cu o pană, fixînd astfel lățimea deschiderii de evacuare și deci mărimea maximă a produsului. Sistemul format din placa mobilă, placa de legătură, piesa de sprijin,

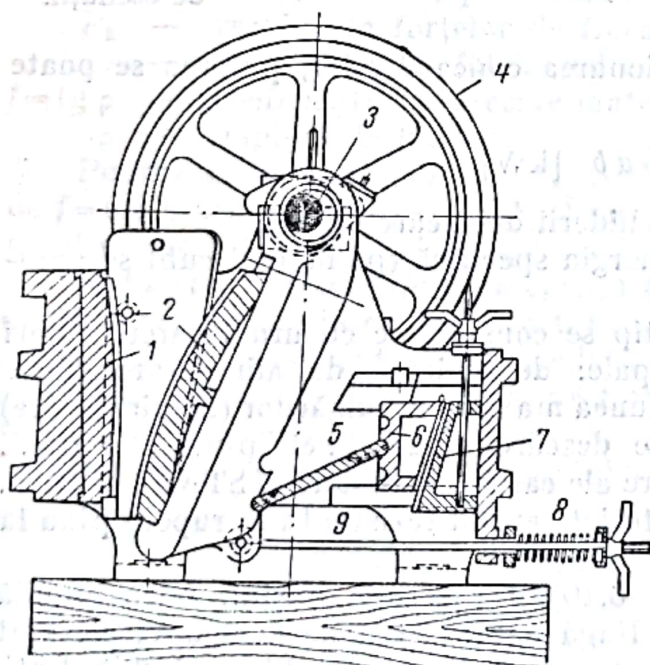


Fig. 6.11. Granulator cu fălci:

1 — falcă fixă; 2 — falcă mobilă; 3 — excentric; 4 — roată de curea cu volant; 5 — placă de legătură; 6 — piesă de sprijin; 7 — pană; 8 — arc; 9 — tijă.

jin, pana și postamentul este menținut solidar, dar totodată elastic, printr-o tijă cu arc.

Prin modul de asamblare și acționare al sistemului, punctul superior al fălcii mobile execută — în planul figurii — cercuri cu diametrul egal cu dublul



excentricității excentricului; aceste cercuri se deformează în elipse, care — menținând axa mare egală cu diametrul cercului — își reduc treptat axa mică astfel încât, la partea inferioară a fălcii, elipsa degenerază într-o dreaptă (mișcare alternativă liniară, verticală), al cărei efect este evacuarea mai ușoară a produsului.

Din cauză că mărunțirea, în partea inferioară a spațiului de mărunțire dintre fălci, se face mai mult prin frecare, fălcile se erodează mai repede pe porțiunea lor inferioară; de aceea, plăcile din oțel dur, care acoperă fălcile, sînt astfel construite încît să poată fi ușor schimbate sau întoarse cu  $180^\circ$ .

Granulatoarele de acest tip servesc pentru mărunțirea materialelor dure și semidure. Din cauza uzurii intense a plăcilor, aceste granulatoare sînt contraindicate pentru materiale foarte tari.

**6.2.1.4. Concasoare cu ambele fălci mobile.** Aceste mașini (fig. 6.5, e) înlocuiesc mărunțirea prin strivire, cu mărunțirea prin tăiere sau forfecare, rezultată din mișcarea ambelor fălci în sens contrar și a faptului că fălcile sînt prevăzute cu creste ascuțite.

Sînt folosite pentru mărunțirea materialelor de duritate medie sau casantă (cărbone, cocs). Se obține un produs de formă aproape cubică, fără pulbere mărunță.

**6.2.1.5. Concasoare și granulatoare forfecătoare.** Pentru mărunțirea materialelor lipicioase sau a celor care tind să se reaglomereze în bucăți mari, prin lipire (de exemplu, bitumenul), se folosesc concasoarele și granulatoarele forfecătoare (fig. 6.5, f) la care cele două fălci, ambele mobile, sînt formate din grătare cu bare paralele ce se întrepătrund la fiecare oscilație, evacuînd produsul dintre grătare pe măsură ce s-a mărunțit.

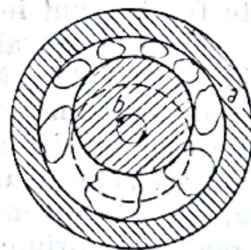
## 6.2.2. Concasoare și granulatoare giratorii

Concasoarele cu fălci au dezavantajele proprii mașinilor cu mișcări alternative: forțe variabile în timpul unei oscilații (necesitatea volantului), punerea în mișcare a unor mase mari la fiecare oscilație, trepidații, fundații masive.

Concasoarele giratorii numite și *concasoare rotative* sau *concasoare cu conuri*, deși acționează tot prin strivirea intermitentă a materialului între suprafețele de mărunțire, au — totuși — eforturi constante și producție continuă, decurgînd din mișcarea circulară a uneia dintre suprafețele sfărîmătoare.

Fig. 6.12. Mișcarea conului interior într-un concasor girator:

a — con fix; b — con girator.



În fig. 6.12 este schițată o secțiune transversală prin spațiul de mărunțire al unui concasor girator. Cercul exterior reprezintă secțiunea suprafeței fixe de mărunțire, în formă de pîlnie, iar cercul interior este suprafața mobilă de mărunțire, formată dintr-un trunchi de con (cu vîrfurile în sus), astfel rotit



încît axa lui să genereze un con cu vârful în sus (fig. 6.12, a), un con cu vârful în jos (fig. 6.12, b) sau un cilindru (fig. 6.12, c); materialul, adus între suprafețele de mărunțire, împiedică trunchiul de con interior să se rotească în jurul axei sale. Cercul punctat din fig. 6.12 este poziția conului interior după

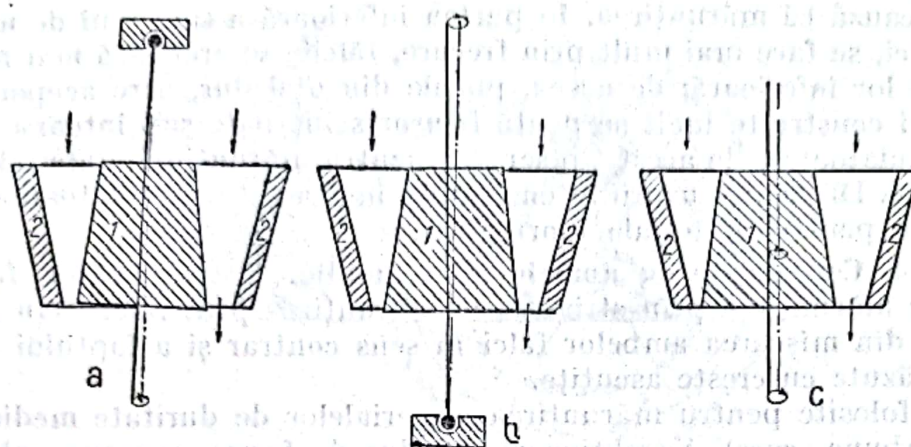


Fig. 6.13. Schemele de principiu ale tipurilor principale de concasare giratoare:

- a — concasor girator cu acțiune maximă în partea inferioară a spațiului de mărunțire (cu arbore suspendat); b — concasor girator cu acțiune maximă în partea superioară a spațiului de mărunțire (cu arbore sprijinit); c — concasor girator cu acțiune egală pe toată înălțimea spațiului de mărunțire.  
1 — pînă de mărunțire (con fix); 2 — con interior de mărunțire (con girator).

o jumătate de rotație, iar cercul central cu săgeți este drumul parcurs de centrul conului interior. Prin această mișcare giratoare (mișcarea unui corp a cărei axă generează suprafața unui con), conul interior presează materialul în direcția radială, direcția de efort maxim rotindu-se odată cu conul interior; pe fiecare rază se reproduce succesiv mișcarea de strivire a concasoarelor cu făci.

În fig. 6.13 sînt indicate schemele de principiu pentru variantele constructive ale concasoarelor giratoare.

**6.2.2.1. Concasoare giratoare cu arbore suspendat.** Arborele principal, suspendat într-un lagăr puternic, execută mișcarea giratoare prin rotirea unei bușe excentrice din lagărul inferior al arborelui principal; bușa este rotită, printr-un angrenaj conic, de arborele motor. Pe arborele principal este fixat conul interior (girator).

Ambele suprafețe de mărunțire sînt prevăzute cu plăci dure, cu creste. Din spațiul de mărunțire, produsul cade pe un plan înclinat de evacuare. Distanța maximă dintre conuri, în partea inferioară a spațiului de mărunțire, determină mărimea produsului; se reglează prin ridicarea arborelui principal. Evitarea ruperii unor părți importante ale mașinii, atunci cînd materialele prea dure (de exemplu, bucăți de metal) ar pătrunde în spațiul de mărunțire, se realizează prin cuplarea roții de transmisie printr-un dispozitiv în baionetă care decuplează concasorul cînd efortul întrece o limită prestabilită.

Acest concasor este folosit pentru aceleași materiale ca și concasoarele cu făci, față de care concasorul girator are avantajele unei funcționări liniștite, consumului mai redus de energie și greutatea mai mică a mașinii; deza-



avantajele sînt: mărimea mai redusă a bulgărilor inițiali, domeniu mai restrîns de variație a mărimii produsului, avarii mai frecvente cauzate de materiale prea tari intrate în spațiul de mărunțire (se recomandă o separare magnetică prealabilă).

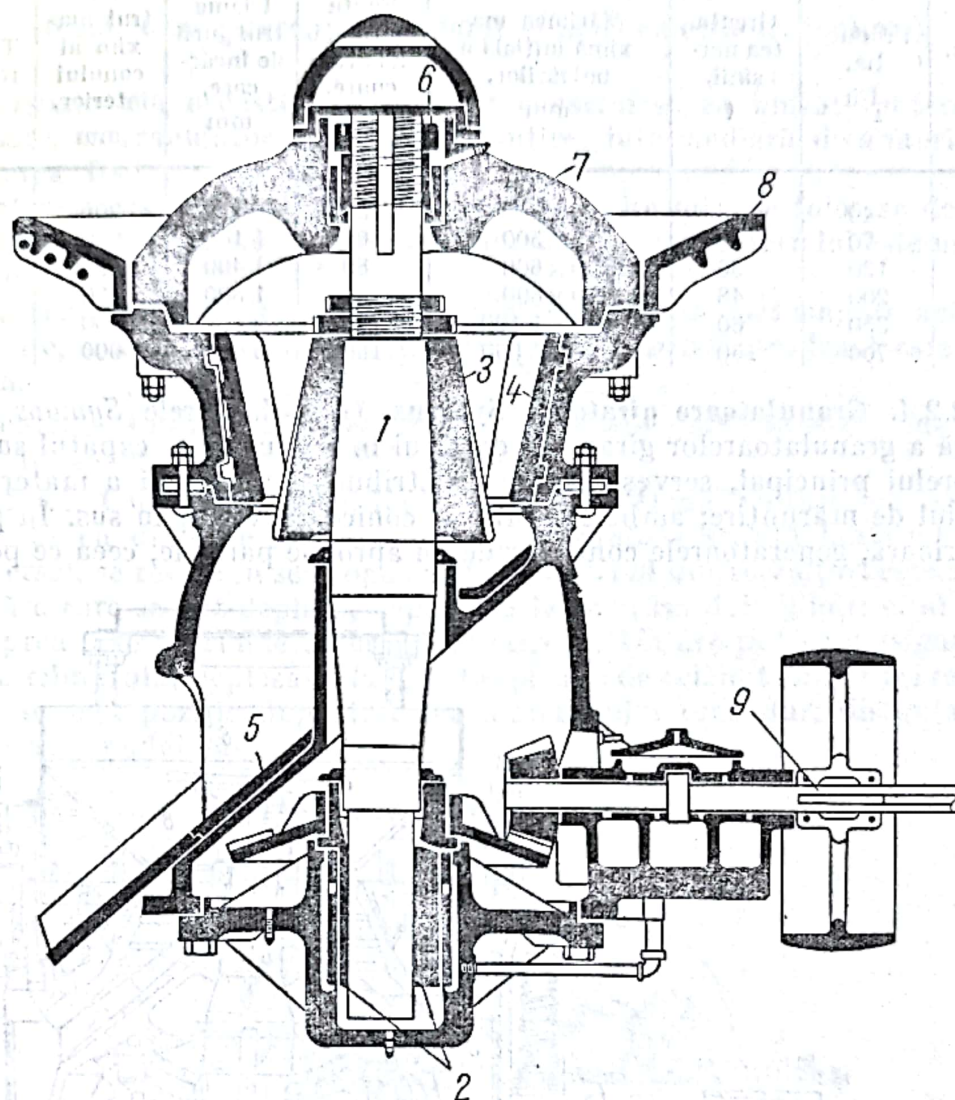


Fig. 6.14. Concaser girator cu arbore suspendat:

1 — arbore principal; 2 — bucsă excentrică; 3 — con mobil (girator); 4 — con fix; 5 — plan înclinat pentru evacuarea produsului; 6 — puiță pentru ridicarea arborelui principal; 7 — brațe pentru susținerea arborelui principal; 8 — pîlnie de alimentare; 9 — arbore motor.

În tabelul 6.7 sînt indicate cîteva caracteristici principale ale unor concasoare giratoare (v. și STAS 10743-80).

**6.2.2.2. Concasoare giratoare cu arbore sprijinit.** Mașinile de acest tip se construiesc pentru mărunțirea intermediară a pietrelor și minereurilor. Caracteristica lor principală este gradul mare de mărunțire.

**6.2.2.3. Concasoare giratoare de înălțime redusă.** Aceste concasoare giratoare sînt caracterizate prin înălțime mai mică. Conul girator este montat, coaxial, pe o bucsă excentrică a cărei axă generează în timpul rotirii o suprafață cilindrică; bucsa este acționată, prin angrenaj conic, de arborele motor.

Tabelul 6.7

Caracteristicile unor concasoare giratoare

| Puterea, kW | Producția, t/h | Greutatea mașinii, t | Mărimea maximă inițială a bulgărilor, mm | Fanta normală de evacuare, mm | Diametrul gurii de încărcare, mm | Diametrul maxim al conului interior, mm | Turația, rot/min |
|-------------|----------------|----------------------|------------------------------------------|-------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------------|------------------|
| 30          | 40             | 13                   | 150 × 300                                | 50                            | 900                              | 200                                     | 450              |
| 45          | 70             | 19                   | 250 × 500                                | 65                            | 1 100                            | 280                                     | 400              |
| 65          | 120            | 30                   | 250 × 600                                | 80                            | 1 400                            | 380                                     | 350              |
| 90          | 200            | 48                   | 450 × 800                                | 100                           | 1 800                            | 500                                     | 330              |
| 120         | 350            | 80                   | 650 × 1 100                              | 120                           | 2 300                            | 700                                     | 320              |
| 180         | 700            | 150                  | 1 000 × 1 500                            | 180                           | 3 000                            | 1 000                                   | 300              |

6.2.2.4. **Granulatoare giratoare Symons.** Granulatoarele *Symons* sînt o variantă a granulatoarelor giratoare de tipul b. Discul de la capătul superior al arborelui principal, servește pentru distribuirea uniformă a materialului în spațiul de mărunțire; ambele suprafețe conice au vârful în sus. În partea lor inferioară, generatoarele conurilor devin aproape paralele, ceea ce permite

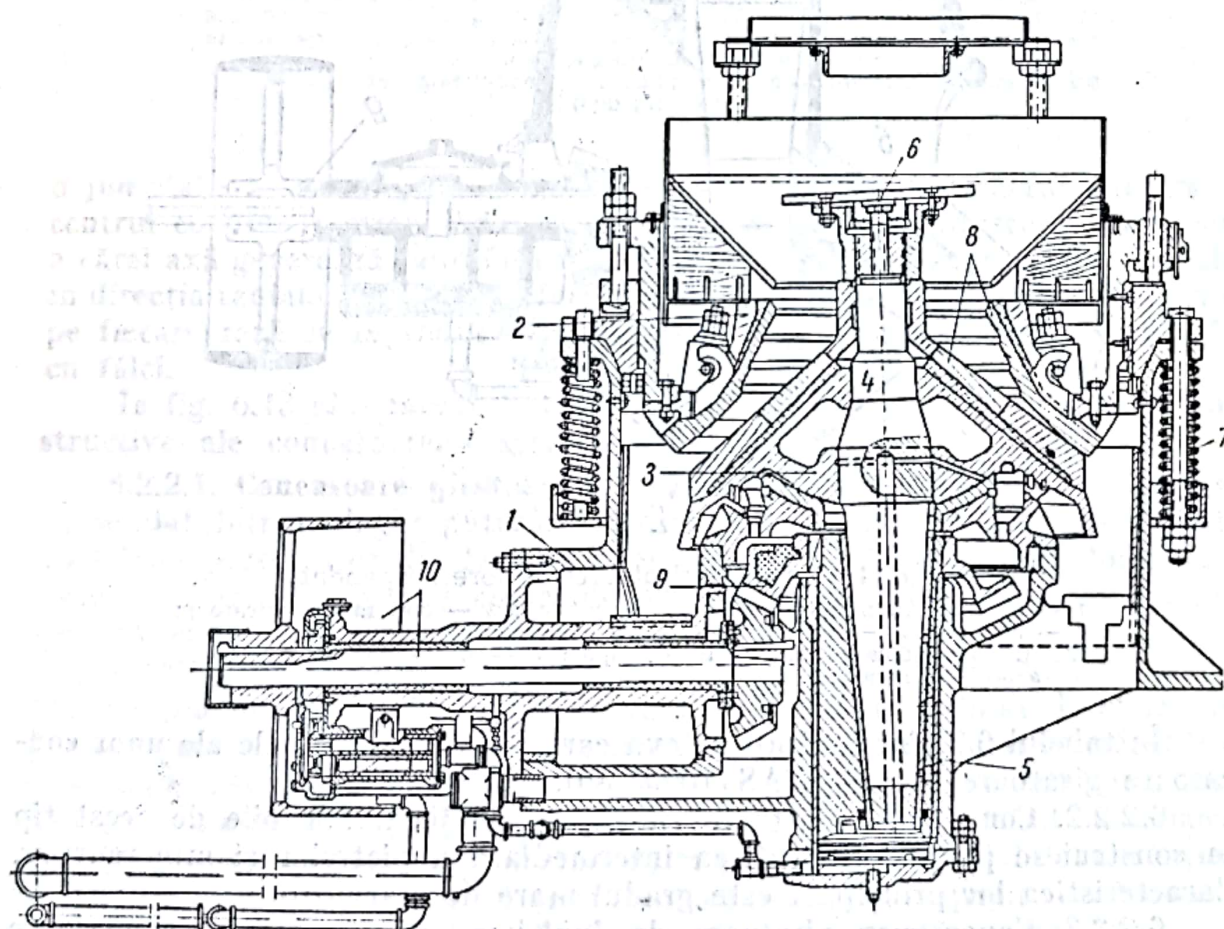


Fig. 6.15. Granulator *Symons* cu arborele principal vertical:

1 — postament; 2 — con fix; 3 — con exterior (girator); 4 — arbore principal; 5 — bucsă excentrică; 6 — disc de distribuție a materialului în spațiul de mărunțire; 7 — arcuri de protecție; 8 — plăci de blindaj; 9 — angrenaj conic; 10 — arbore motor.



realizarea unui mare grad de mărunțire (până la 25). Arcuri laterale țin suprafețele de mărunțire la distanța fixată și permit ridicarea părții superioare a conului exterior atunci când în mașină pătrunde un corp prea tare.

### 6.2.3. Concasoare, granulatoare și mori cu cilindri (valțuri)

Mașinile din această categorie se construiesc ca unități puternice de concasare, ca granulatoare pentru mărunțirea intermediară și ca mori pentru măcinarea fină.

Întrucât aceste mașini au grad de mărunțire mic, se folosesc de obicei, două sau trei perechi de valțuri suprapuse, prin care materialul este mărunțit succesiv.

Ca toate mașinile în care materialul este supus unei singure acțiuni de mărunțire, mașinile cu valțuri produc puțin mărunț, produsul este relativ uniform.

Pentru tipurile și parametrii principali ale acestor mașini v. STAS 10743-80.

**6.2.3.1. Concasoare cu cilindri (valțuri).** Două valțuri, cu suprafața prevăzută cu dinți de sfărîmarea ori cu suprafața striată longitudinal sau transversal, se rotesc în sens opus (fig. 6.16). Unul dintre valțuri este susținut de lagăre care se pot deplasa, depărtînd între ei cei doi cilindri cînd un material prea tare pătrunde întîmplător între ei. Un arc puternic asigură menținerea cilindrului deplasabil la o distanță fixă de celălalt cilindru și revenirea lui în această poziție după trecerea materialului prea dur; distanța dintre valțuri este reglabilă.

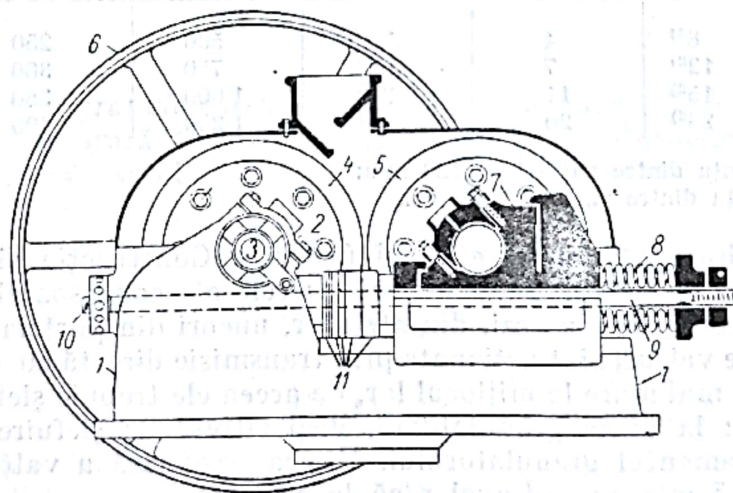


Fig. 6.16. Concasor cu cilindri (valțuri):

- 1 — postament; 2 — lagăr fix; 3 — arbore fix; 4 — valț fix;  
5 — valț deplasabil; 6 — volant; 7 — lagăr deplasabil; 8 —  
arc; 9 — tijă; 10 — piuliță; 11 — discuri de distanțare.

Concasoarele cu valțuri servesc pentru sfărîmarea materialelor semidure: marnă, argilă, ghips etc. Sînt contraindicate pentru mărunțirea materialelor dure. Cîteva caracteristici ale granulatoarelor cu valțuri sînt date în tabelele 6.8 și 6.9.

Tabelul 6.8

## Date pentru concasoarele cu valțuri

|                                                                             |           |
|-----------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Raportul dintre diametrul $D$ al valțurilor și diametrul $d$ al bulgărilor: |           |
| — pentru valțuri netede                                                     | 20–25     |
| — pentru valțuri striate                                                    | 10–12     |
| — pentru valțuri dințate                                                    | 2–5       |
| Diametrul valțurilor, mm                                                    | 230–1 500 |
| Coefficientul de umplere $\mu$                                              |           |
| — obișnuit                                                                  | 0,1–0,3   |
| — pentru materiale moi                                                      | 0,5       |

Tabelul 6.9

## Date pentru concasoarele și granulatatoare cu valțuri

| Puterea,<br>kW | Produc-<br>ția,<br>t/h | Greutatea<br>mașinii,<br>t | Mărimea<br>bulgărilor,<br>mm | Diametrul<br>valțurilor<br>mm | Lungimea<br>valțurilor<br>mm | Turația,<br>rot/min |
|----------------|------------------------|----------------------------|------------------------------|-------------------------------|------------------------------|---------------------|
| Concasoare     |                        |                            |                              |                               |                              |                     |
| 40             | 100 <sup>1)</sup>      | 25                         | 500 <sup>1)</sup>            | 1 000                         | 1 000                        | 25                  |
| 50             | 120 <sup>1)</sup>      | 35                         | 600 <sup>1)</sup>            | 1 300                         | 1 100                        | 20                  |
| 60             | 150 <sup>1)</sup>      | 70                         | 700 <sup>1)</sup>            | 1 600                         | 1 200                        | 15                  |
| Granulatatoare |                        |                            |                              |                               |                              |                     |
| 10             | 8 <sup>2)</sup>        | 4                          | 30 <sup>2)</sup>             | 500                           | 250                          | 90                  |
| 15             | 12 <sup>2)</sup>       | 7                          | 35 <sup>2)</sup>             | 750                           | 300                          | 75                  |
| 18             | 15 <sup>2)</sup>       | 11                         | 40 <sup>2)</sup>             | 1 000                         | 350                          | 60                  |
| 24             | 20 <sup>2)</sup>       | 20                         | 45 <sup>2)</sup>             | 1 250                         | 400                          | 50                  |

<sup>1)</sup> La distanța dintre valțuri de 120 mm;

<sup>2)</sup> la distanța dintre valțuri de 8 mm.

6.2.3.2. Granulatatoare cu cilindri (*valțuri*). Construcția și funcționarea granulatatoarelor cu valțuri se aseamănă cu cele ale concasoarelor cu valțuri. Cilindrii sînt striati sau netezi, din oțel dur, uneori din porțelan dur sau din granit. Ambele valțuri sînt acționate prin transmisie directă cu curea. Uzarea valțurilor este mai mare la mijlocul lor, de aceea ele trebuie șlefuite (paralelizate) periodic; la unele granulatatoare, dispozitivul de șlefuire este montat chiar pe postamentul granulatorului. Viteza periferică a valțurilor variază între 1,8 și 2,5 m/s, excepțional pînă la 5 m/s.

a) *Unghiul de apucare*. Numai bucățile care nu trec de o anumită dimensiune sînt apucate între cilindri. În figura 6.17 este schițată situația cînd un bulgăre este prins între cilindri. În momentul prinderii, asupra bulgărilor acționează forțele de presare  $P$ , cu rezultanta  $P_1$  și forțele de frecare  $P_f$ , cu rezultanta  $P_2$ . Folosind aceleași relații și notații ca la concasoarele cu fălci, se demonstrează și aici că unghiul de apucare este mai mic decît dublul unghiului de frecare:  $\varphi < 2\rho$ . Luînd coeficientul de frecare (pentru materiale obișnuite)  $f = \tan \rho = 0,30$ , rezultă  $\rho = 17^\circ$  și  $\varphi < 34^\circ$ .



b) *Diametrul cilindrilor.* Din triunghiul dreptunghic  $BAO_1$  (fig. 6.17) rezultă

$$\cos \frac{\varphi}{2} = \frac{O_1A}{O_1B} = \frac{\frac{D}{2} + \frac{a}{2}}{\frac{D}{2} + \frac{d}{2}} = \frac{D+d}{D+d} \quad (6.24)$$

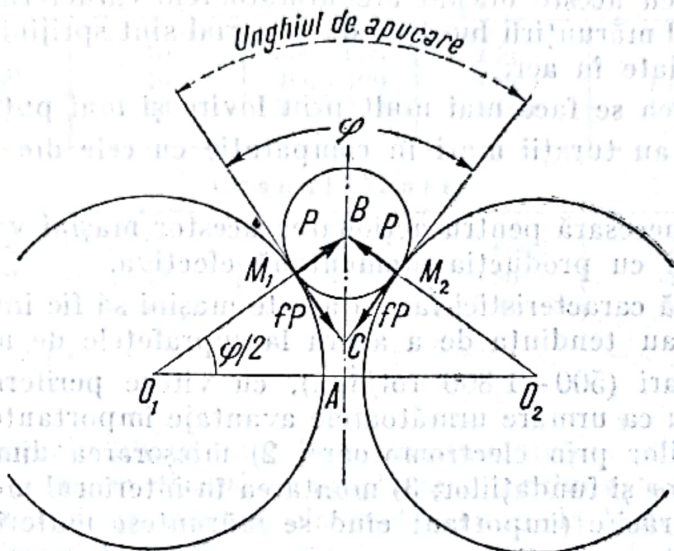


Fig. 6.17. Determinarea unghiului de apucare.

și pentru că, așa cum s-a arătat mai sus,  $\varphi/2 < \rho = 17^\circ$  și  $\cos 17^\circ = 0,956$ , rezultă

$$\frac{D+a}{D+d} = 0,956 \quad (6.25)$$

c) *Producția granulatelor cu valțuri.* Considerînd alimentarea continuă, producția orară teoretică a granulatelor corespunde unei benzi de material cu volumul

$$V_t = abw = ab60\pi Dn = 188abDn \quad (6.26)$$

Producția orară reală este

$$V_r = 188\mu abDn \quad (6.27)$$

sau

$$G = 188\gamma \mu abDn \quad (6.28)$$

În relațiile (6.26) — (6.28),

$a$  este distanța dintre valțuri, egală cu mărimea maximă a produsului,  $m$ ;

$b$  — lungimea valțurilor,  $m$ ;

$d$  — diametrul bulgărilor de mărime maximă,  $m$ ;

$D$  — diametrul valțurilor,  $m$ ;

$w$  — viteza periferică a valțurilor,  $m/h$ ;

$n$  — turația valțurilor,  $rot/min$ ;

$V_t$  — producția volumică orară teoretică,  $m^3/h$ ;

$V_r$  — producția volumică orară reală,  $m^3/h$ ;

- $G$  — producția gravimetrică orară reală, kgf/h;  
 $\mu$  — factorul de umplere, 0,2—0,4;  
 $\gamma$  — greutatea specifică a materialului, kgf/m<sup>3</sup>.

#### 6.2.4. Concasoare, granulatoare și mori acționând prin lovire

Mărunțirea cu aceste mașini are următoarele caracteristici:

- în timpul mărunțirii bucățile de material sînt sprijinite de un suport sau sînt suspendate în aer;
- mărunțirea se face mai mult prin lovire și mai puțin prin frecare;
- mașinile au turații mari în comparație cu cele din categoriile precedente;
- puterea necesară pentru acționarea acestor mașini variază cu încărcarea lor și deci cu producția momentană efectivă.

Primele două caracteristici fac ca aceste mașini să fie indicate și pentru materiale care au tendința de a adera la suprafețele de mărunțire.

Turațiile mari (500—1 800 rot/min), cu viteze periferice care uneori întrec 40 m/s, au ca urmare următoarele avantaje importante: 1) acționarea directă a mașinilor prin electromotoare; 2) micșorarea dimensiunilor și a greutății mașinilor și fundațiilor; 3) montarea în interiorul morilor a ventilatoarelor pentru răcire (important cînd se mărunțesc materiale sensibile la căldură) sau pentru antrenarea pneumatică a granulelor care au atins finețea dorită.

Ultima caracteristică este importantă atunci cînd se lucrează cu producție (încărcare) variabilă, întrucît la aceste mașini randamentul energetic nu scade mult cînd producția descrește; majoritatea celorlalte mașini consumă putere mare chiar la mersul în gol.

**6.2.4.1. Concasoare cu ciocane.** Concasoarele cu ciocane (fig. 6.18) sînt formate dintr-o carcasă căptușită cu plăci din oțel dur, înăuntrul căreia se învîrtește un rotor din mai multe discuri paralele, distanțate între ele, pentru

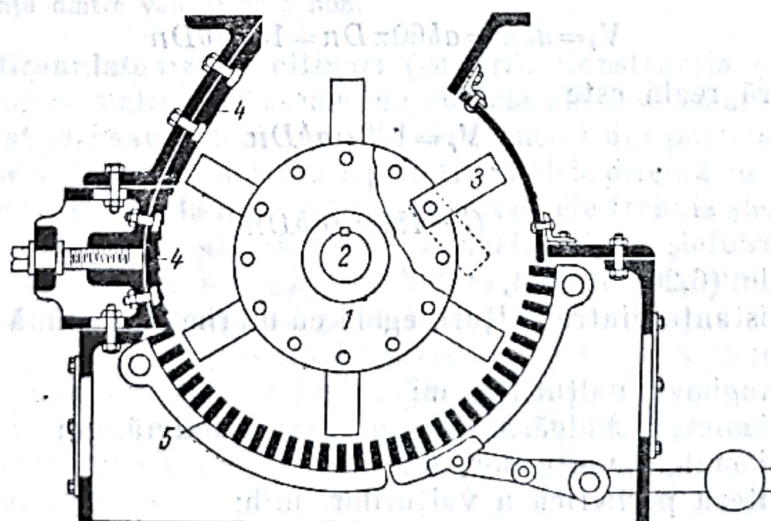


Fig. 6.18. Concasor cu ciocane:

- 1 — discurile rotorului; 2 — arbore; 3 — ciocane; 4 — plăci dințate; 5 — grătar.



Tabelul 6.10

## Caracteristicile unor concasoare și granulatoare cu ciocane

| Puterea,<br>kW | Produc-<br>ția,<br>t/h | Greutatea<br>mașinii,<br>t | Mărimea<br>inițială,<br>mm | Diametrul<br>carcasei,<br>mm | Lățimea<br>carcasei,<br>mm | Turația,<br>rot/min |
|----------------|------------------------|----------------------------|----------------------------|------------------------------|----------------------------|---------------------|
| Concasoare     |                        |                            |                            |                              |                            |                     |
| 50             | 50 <sup>1)</sup>       | 10                         | 300—600                    | 1 300                        | 800                        | 600                 |
| 75             | 80 <sup>1)</sup>       | 16                         | 400—700                    | 1 600                        | 1 000                      | 500                 |
| 100            | 120 <sup>1)</sup>      | 30                         | 700—1 000                  | 2 000                        | 1 500                      | 400                 |
| Granulatoare   |                        |                            |                            |                              |                            |                     |
| 8              | 3 <sup>2)</sup>        | 1,5                        | 40                         | 600                          | 400                        | 1 400               |
| 15             | 7 <sup>2)</sup>        | 2,5                        | 50                         | 800                          | 450                        | 1 000               |
| 25             | 12 <sup>2)</sup>       | 4                          | 60                         | 1 000                        | 500                        | 800                 |

<sup>1)</sup> produs de 40 mm<sup>2)</sup> produs de 4 mm

a lăsa loc de mișcare liberă unor bare dreptunghiulare (ciocane) articulate prin buloane la periferia discurilor; lungimea rotorului este egală cu lățimea interioară a carcasei. În repaus, ciocanele atârnă de buloane de care sînt articulate; în timpul funcționării, ele iau — din cauza forței centrifuge — poziția radială și lovesc elastic bucățile de material. Carcasa are la partea superioară pîlnia de încărcare, iar la partea inferioară un grătar care lasă să treacă bucățile de mărime finală dorită.

Materialul încărcat în pîlnie intră în spațiul de mărunțire dintre carcasă și rotor unde, sub loviturile repetate ale ciocanelor, este sfărîmat pînă cînd poate ieși prin grătarul de evacuare.

Unele variante constructive ale acestor concasoare mai au un grătar — situat la baza pîlniei de încărcare — printre ale cărui bare pătrund capetele ciocanelor; în acest mod, se realizează: o alimentare mai uniformă și o primă sfărîmare înainte ca materialul să ajungă în spațiul de mărunțire.

Pentru a lungi durata de serviciu a ciocanelor și a plăcilor care căptușesc carcasa, unele concasoare se construiesc simetrice (față de un plan vertical, perpendicular pe secțiunea din fig. 6.18) și cu motorul reversibil pentru a se putea roti în ambele sensuri.

Concasoarele cu ciocane realizează un mare grad de mărunțire; produsul este de 30—40 mm și conține mult mărunt. De aceea, concasoarele cu ciocane sînt indicate atunci cînd produsul lor urmează să fie mărunțit în continuare, cu alte mori. Sînt folosite pentru concasarea materialelor de duritate medie (calcar, marnă, ghips etc.).

**6.2.4.2. Granulatoare cu ciocane.** Construcția și funcționarea granulatoarelor cu ciocane sînt asemănătoare cu cele ale concasoarelor descrise mai sus. Sînt folosite în special pentru mărunțirea materialelor casante, semidure sau fibroase (cărbone, marnă, azbest, calcar, clorură de sodiu, îngrășăminte chimice, coajă de lemn, oase etc.).

În construcții speciale (cu ciocane mici pe un singur disc), servesc pentru mărunțirea materialelor moi (rășină, smoală, plută).

## 6.2.5. Mori cu impact

Aceste mori sînt variante ale morilor cu ciocane. Principiul lor de funcționare este imprimarea unui impuls cinetic mare bucăților de material, de către un rotor (sau două rotoare) cu ciocane, și mărunțirea bucăților prin lovire de plăci sau bare de oțel dur (fig. 6.19).

6.2.5.1. Moara cu impact IPROCHIM. În fig. 6.20 este reprezentată schița unei mori cu impact avînd caracteristicile indicate în tabelul 6.11.

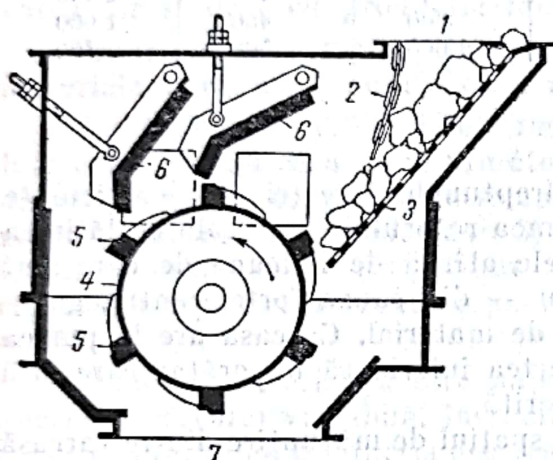


Fig. 6.19. Moară cu impact:

1 — pîlnie de alimentare; 2 — perdea de lanțuri; 3 — ciur; 4 — rotor; 5 — ciocane; 6 — plăci de impact; 7 — pîlnia de evacuare.

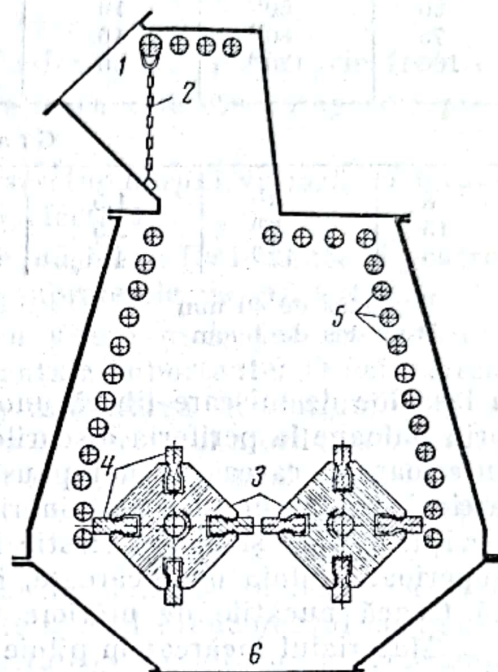


Fig. 6.20. Moară cu impact IPROCHIM:

1 — pîlnie de încărcare; 2 — perdea de lanțuri pentru uniformizarea alimentării; 3 — rotoare; 4 — ciocane; 5 — bare de impact; 6 — pîlnie de evacuare.

Tabelul 6.11

Caracteristicile morii cu impact IPROCHIM

|                                              |         |                 |
|----------------------------------------------|---------|-----------------|
| Dimensiunile deschiderii de alimentare       | 500—500 | mm <sup>2</sup> |
| Dimensiunea maximă a materialelor            | 400     | mm              |
| Dimensiunea a peste 80 % material mărunțit   |         |                 |
| — sare (clorură de sodiu)                    | 2—3     | mm              |
| — roci dure                                  | 8—10    | mm              |
| Gradul de mărunțire                          | 40—60   | —               |
| Producția normală <sup>1)</sup>              | 15—20   | t/h             |
| Puterea instalată pentru sare (două motoare) | 2×10    | kW              |
| Lățimea morii                                | 600     | mm              |
| Turația motoarelor                           | 555—863 | rot/min         |
| Greutatea morii                              | 1,2     | t               |
| Consum specific de energie:                  |         |                 |
| — pentru sare                                | 0,4     | kWh/t           |
| — pentru minereu cuprifer                    | 0,5     | kWh/t           |

<sup>1)</sup> IPROCHIM a realizat și o variantă cu producție de 40—50 t/h



Avantajele morilor cu impact sînt: grad mare de mărunțire, consum mic de energie, mers liniștit, turație mare (cuplare directă la electromotoare), uzură relativ redusă a ciocanelor și a barelor sau plăcilor de impact, posibilitatea de înlocuire ușoară și rapidă a pieselor uzate, construcție simplă, realizabilă chiar cu mijloacele unui atelier de întreținere.

La morile cu impact, un efect important este și cel realizat din lovirea (impactul) între ele a bucăților de material (mărunțirea autogenă).

**6.2.5.2. Dezintegratoare.** Tipul cel mai reprezentativ al dezintegratoarelor este schițat în fig. 6.21: la capetele apropiate a doi arbori orizontali, în prelungire, susținuți de cîte două lagăre, și roțiți în sensuri opuse prin roți de transmisie, sînt montate două discuri paralele, pe care sînt fixate, în cercuri concentrice alternînde, tije de oțel dur, astfel încît cercurile cu tije ale unui disc să se rotească în intervalele libere dintre cercurile cu tije ale celuilalt disc; distanța dintre tijele unui cerc crește cu cît cercul este mai depărtat de centru. Unul dintre discuri are o deschidere centrală pentru alimentare. Viteza periferică a discurilor atinge 40 m/s. Un cuțit servește pentru curățirea tijelor interioare, cînd materialul care se mărunțește este lipicios și pentru spargerea prealabilă a bucăților mari înainte de a pătrunde între tije. Spațiul de mărunțire este acoperit cu o manta deschisă în partea inferioară, pentru evacuarea produsului. O pîlnie de alimentare aduce materialul în spațiul de mărunțire. La unele construcții — în special pentru mărunțirea materialelor lipicioase — una din jumătățile morii se poate deplasa pentru curățirea rotoarelor. Mărunțirea rezultă ca efect al acțiunilor de lovire și forfecare.

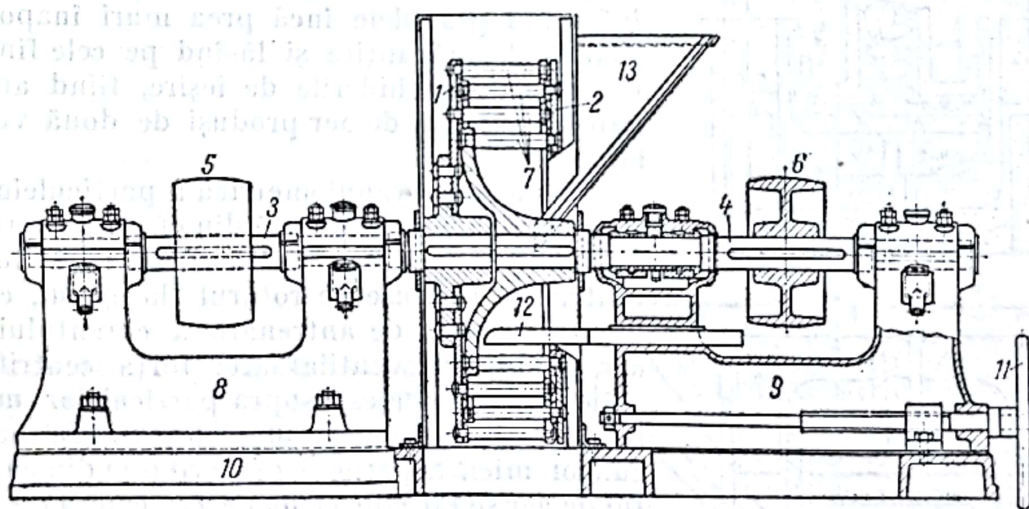


Fig. 6.21. Dezintegrator:

- 1, 2 — discuri cu tije; 3, 4 — arbori; 5, 6 — roți de transmisie cu curea; 7 — tije din oțel dur; 8 — susținător de lagăre, fix; 9 — susținător de lagăre deplasabil; 10 — postament; 11 — roată pentru deplasarea susținătorului mobil 9; 12 — cuțit; 13 — pîlnie de alimentare.

Rezistența aerului consumă o mare parte — uneori aproape jumătate — din puterea necesară pentru acționarea dezintegratorului. Mașina trebuie ferită de accidente provocate prin pătrunderea unor materiale prea dure în spațiul de măcinare.

Dezintegratoarele sînt indicate pentru mărunțirea — pînă la gris sau pulbere — a materialelor fibroase sau casante, nu prea dure, ca: sare, cărbune, turbă, cretă, turte oleaginoase etc.



Se construiesc dezintegratoare cu diametre pînă la 2,4 m pentru măcinarea huilei destinată cocsificării.

Desmembratoarele sînt dezintegratoare la care unul dintre discurile cu tije este fix.

Tabelul 6.12

Caracteristicile unor dezintegratoare

| Puterea,<br>kW | Producția <sup>1</sup> ,<br>t/h | Greutatea<br>mașinii,<br>t | Mărimea ma-<br>ximă inițială,<br>mm | Diametrul<br>exterior,<br>mm | Turația,<br>rot/min |
|----------------|---------------------------------|----------------------------|-------------------------------------|------------------------------|---------------------|
| 5              | 2                               | 1,2                        | 30                                  | 600                          | 1 000               |
| 7              | 3,5                             | 1,8                        | 40                                  | 800                          | 750                 |
| 10             | 5                               | 2,6                        | 50                                  | 1 000                        | 600                 |
| 22             | 12                              | 5,5                        | 70                                  | 1 500                        | 400                 |

<sup>1</sup> Pentru material moale, produs de mărimea grișului

**6.2.5.3. Microatomizoare.** Microatomizoarele sînt mori fine cu ciocane, de construcție specială (fig. 6.22). Moara este alimentată de un transportor elicoidal vertical, care aduce un flux constant de material în spațiul de mărunțire, unde este pulverizat prin loviturile unor ciocane, în formă de T, fixate articulat pe un rotor. Rotorul funcționează și ca un clasor pneumatic (v. cap. 7.2.1) întorcînd granulele încă prea mari înapoi în spațiul de mărunțire și lăsînd pe cele fine să treacă prin deschiderile de ieșire, fiind antrenate de curenții de aer produși de două ventilatoare.

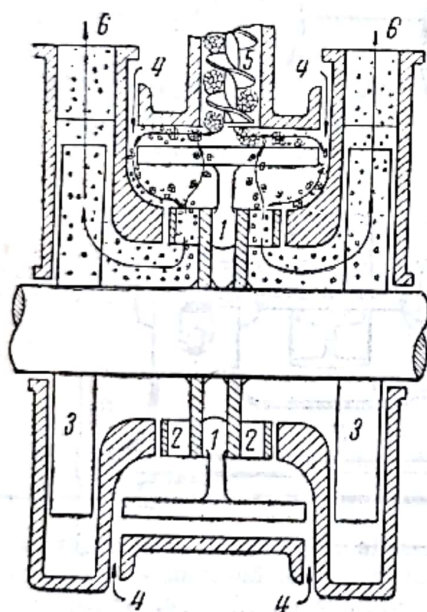


Fig. 6.22. Microatomizor:

1 — ciocane de măcinare; 2 — deschiderile clasorului; 3 — paletele ventilatoarelor; 4 — intrarea aerului; 5 — alimentator elicoidal; 6 — ieșirea produsului (în curentul de aer).

Separarea granulometrică a particulelor în clasorul pneumatic rezultă din efectul diferit — în funcție de masa particulelor — al forței centrifuge produse de rotorul clasorului, combinată cu forța de antrenare a curentului de aer produs de ventilatoare: forța centrifugă acționează mai ales asupra particulelor mari, iar forța de antrenare mai ales asupra particulelor mici. Separarea pulberii fine din curentul de aer se face în cicloane (v. cap. 17.2.3.1) sau filtre cu saci (v. cap. 17.2.5.3). Mărimea materialului inițial trebuie să fie sub 20 mm.

**6.2.5.4. Moară autogenă cu impact** (fig. 6.23). Materialul este introdus în moară printr-un tub vertical care îl aduce în centrul unui impeller gol; acesta imprimă granulelor de material o forță centrifugă care le proiectează

Tabelul 6.13

Caracteristicile unor microatomizoare

| Nr. | Puterea,<br>kW | Diametrul<br>rotorului,<br>mm | Turația<br>maximă,<br>rot/min | Capacitatea<br>relativă, |
|-----|----------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------|
| 5   | 3,7            | 200                           | 9 600                         | 1                        |
| 6   | 14,7           | 300                           | 7 000                         | 5                        |
| 8   | 55,0           | 600                           | 3 600                         | 20                       |

Tabelul 6.14

Producția microatomizorului nr. 6 (tabelul 6.13)

| Materialul         | Mărimea produsului,<br>mμ |        | Producția,<br>kg/h |
|--------------------|---------------------------|--------|--------------------|
|                    | medie                     | maximă |                    |
| Zahăr              | 19                        | 40     | 250                |
| Carbonat de calciu | 5                         | 25     | 300                |
| Oxid de plumb      | 2                         | 5      | 600                |
| Pigmenți           | 4                         | 15     | 250                |

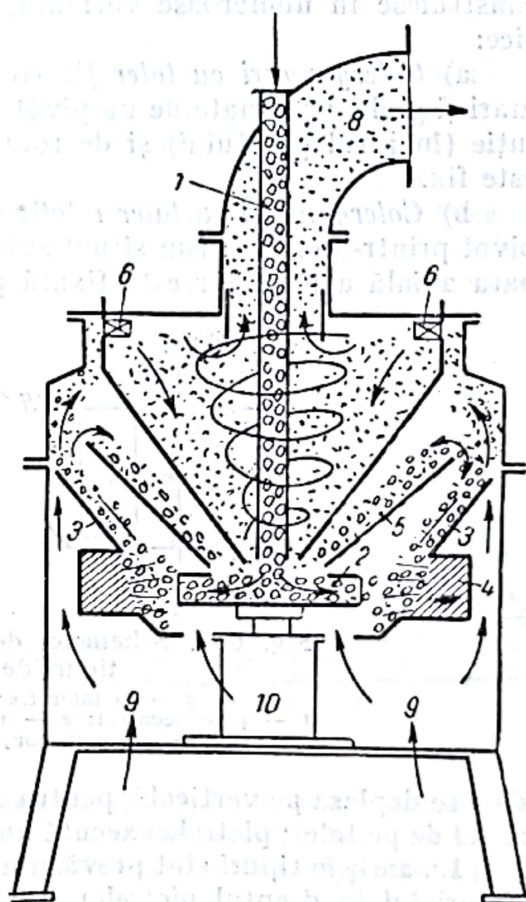


Fig. 6.23. Moară autogenă cu impact:

1 — tub central de alimentare; 2 — impeler gol; 3 — cupă conică; 4 — inel de impact; 5 — pilnă intermediară de separare; 6 — jaluzele pentru dirijarea tangențială a granulelor și a aerului; 7 — pilnă superioară de separare; 8 — conducta de evacuare a amestecului granule fine-aer; 9 — intrarea aerului; 10 — motor.



a morii, fac ca granulele să urce pînă la jumătatea mașinii, unde se produce separarea granulelor mari care, alunecînd apoi de-a lungul pîlniei intermediare, revin în impeller, pe cînd granulele mici sînt antrenate de curentul de aer, trec prin jaluzele, în pîlnia centrală unde are loc o nouă separare: particulele mai grele sînt proiectate către periferie și sînt aduse prin vîrfurile pîlniei din nou în impeller, iar cele fine sînt antrenate mai departe de curentul de aer prin conducta de evacuare. Pulberea fină este separată din curentul de aer prin mijloacele de separare a fazelor sistemelor gaz-solid (de exemplu: cicloane, filtre cu saci (v. cap. 17).

Aceste mori, dintre care unele macină pînă la pulberi care trec prin sita nr. 006 STAS 1077-76 (v. cap. 7), se disting, ca toate morile care macină autogen, prin uzură redusă, chiar atunci cînd macină materiale dure.

### 6.2.6. Morii cu corpuri rostogolitoare

Morile din această categorie macină prin presarea materialului de către unul sau mai multe corpuri — role, cilindri, sfere — care se rostogolesc pe un disc plan sau concav. Presarea între suprafețele de măcinare rezultă din greutatea corpurilor rostogolitoare, din forțe centrifuge sau din apăsarea unor arcuri. Uneori mărunțirea prin frecare se adaugă celei prin presare.

**6.2.6.1. Colerganguri.** Aceste mori, numite și *mori chiliene* sau *mori cu pietre verticale*, derivă din mijloace, foarte vechi, de măcinare. Acum, ele se construiesc în numeroase variante ale următoarelor două tipuri caracteristice:

a) *Colerganguri cu taler fix* (fig. 6.24, a) la care două pietre de moară mari și grele, antrenate de un pivot central, execută o mișcare dublă de revoluție (în jurul pivotului) și de rotație (în jurul axei lor orizontale); talerul este fix.

b) *Colerganguri cu taler rotativ* (fig. 6.24, b), la care talerul este rotit de pivot printr-un mecanism situat sub taler sau în partea superioară a mașinii; bara axială a pietrelor este fixată pe doi stâlpi laterali, avînd posibilitatea

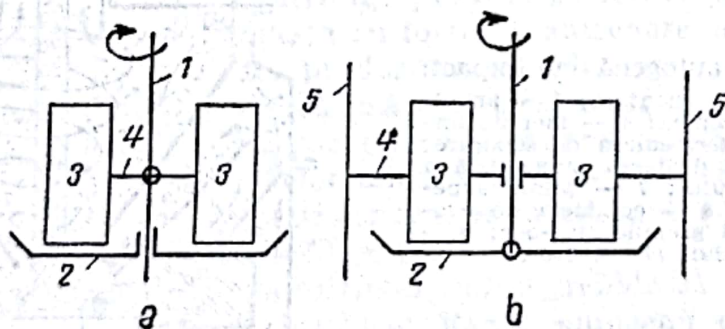


Fig. 6.24. Schemele de principiu ale celor două tipuri de colerganguri:

a — cu taler fix; b — cu taler rotativ.  
1 — pivot central; 2 — taler; 3 — pietre de măcinare;  
4 — axa pietrelor; 5 — stâlpi de susținere.

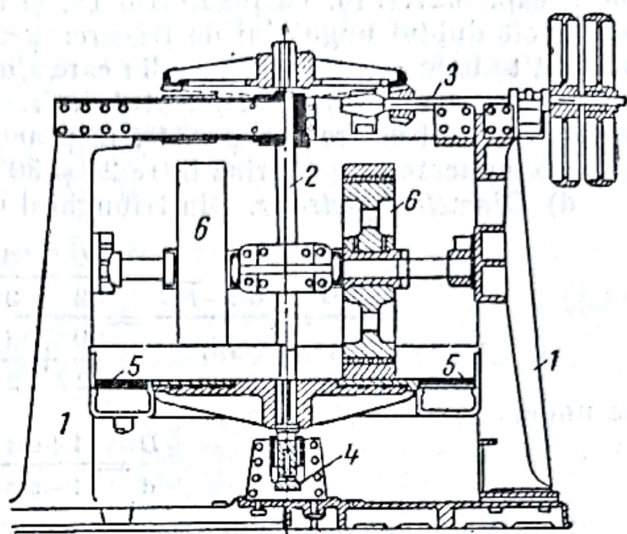
de a se deplasa pe verticală, pentru ca întreaga lor greutate să apese pe materialul de pe taler; pietrele execută numai o mișcare de rotație în jurul axei lor.

La ambele tipuri sînt prevăzute raclete sau pluguri care aduc și amestecă materialul în dreptul pietrelor. La colerganguri moderne, pietrele sînt roți



grele cu bandaj (inel periferic) din materiale dure (granit, fontă dură, oțel dur, ciment cu carborundum, silex). Talerul este o cuvă sau un disc plin, găurit sau cu fante, format din sectoare de cerc, ușor de înlocuit.

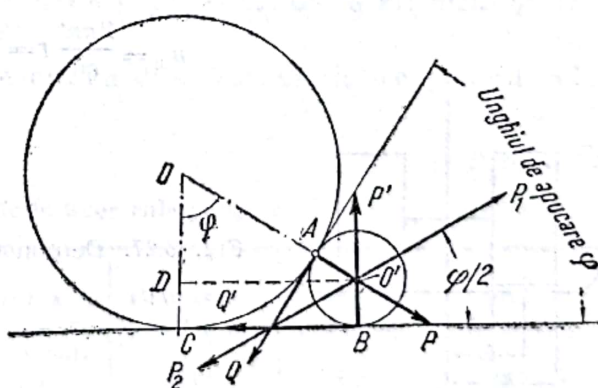
Fig. 6.25. Colergang cu taler rotativ:  
1 — postament; 2 — arbore principal;  
3 — arbore de acționare; 4 — lagăr de  
susținere; 5 — lagăr rotativ; 6 — pietre  
de moară.



Colergangurile de tipul b) au avantaje importante: 1) sînt înlăturate eforturile provenite din forțele centrifuge (generate din mișcarea de revoluție a pietrelor, la colergangurile de tipul a); 2) axa pietrelor este bine fixată la cele două capete; 3) alimentarea și evacuarea materialului se execută mai ușor.

Colergangurile servesc atît pentru mărunțirea materialelor dure cît și pentru amestecarea (omogenizarea) unor amestecuri; operația se face în șarje sau continuu, uscat sau umed, la rece sau la cald. Produsul este de mărimea grișului, cu multă pulbere fină. Ele sînt deci indicate atunci cînd se cere un produs cu compoziție granulometrică largă sau cînd produsul urmează să treacă în altă moară pentru măcinare fină. Colergangurile sînt mașini robuste, sigure în funcționare, avantajoase și prin faptul că părțile în mișcare nu au turații mari.

Fig. 6.26. Unghiul de apucare al colergangului.



c) *Unghiul de apucare.* La colerganguri, unghiul de apucare este unghiul  $\varphi$  dintre orizontală (suprafața talerului) și tangenta comună la piatra colergangului și la un bulgăre sferic, de mărimea maximă, care poate fi prins sub piatră (fig. 6.25).

Pentru deducerea unghiului de apucare și deci a mărimii bulgărilor care pot fi mărunțiți sub o piatră de un anumit diametru, sau a diametrului pietrei care poate zdrobi bulgări de o mărime dată, se urmărește raționamentul de la cap. 6.21.1. b), cu rezultatul că, și aici, unghiul de apucare este mai mic decât dublul unghiului de frecare:  $\varphi < 2\rho$ . Pentru materialele obișnuite, mărunțite în mod curent și cele din care sunt construite suprafețele de mărunțire ale colergangurilor, coeficientul de frecare  $f=0,30$  și deci  $\rho=17^\circ$ ; rezultă pentru unghiul de frecare  $\varphi < 34^\circ$ ; în practica construirii colergangurilor unghiul de apucare este cuprins între  $25$  și  $30^\circ$ .

d) *Diametrul pietrelor.* Din triunghiul  $ODO'$  (fig. 6.25) rezultă

$$\frac{\overline{OD}}{\overline{OO'}} = \frac{\overline{OC} - \overline{DC}}{\overline{OO'}} = \frac{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}}{\frac{D}{2} + \frac{d}{2}} = \frac{D-d}{D+d} = \cos \varphi \quad (6.29)$$

de unde,

$$\frac{D}{d} = \frac{1 + \cos \varphi}{1 - \cos \varphi} \quad (6.30)$$

Pentru unghiuri de apucare între  $25$  și  $30^\circ$ ,  $\cos \varphi$  variază între  $0,906$  și  $0,866$ , iar valoarea raportului  $D/d$ , dintre diametrul pietrei și mărimea maximă a bulgărului care poate fi mărunțit, variază — în conformitate cu ecuația (6.30) — între  $20,3$  și  $13,9$  sau, prin rotunjire, între  $20$  și  $15$ .

e) *Acțiunea de frecare a pietrelor.* Pietrele colergangurilor mărunțesc materialul nu numai prin strivire (presare), ci și prin frecare. Acțiunea de frecare este efectul lățimii pietrelor (fig. 6.27).

Dacă nu ar exista alunecare, punctele de la marginea exterioară, de la mijlocul și de la marginea interioară a pietrelor colergangului ar trebui să aibă, în mișcarea lor de revoluție, viteze diferite:

$$v_e = \frac{2\pi n}{60} r_e; \quad v_m = \frac{2\pi n}{60} r_m; \quad v_i = \frac{2\pi n}{60} r_i \quad (6.31)$$

Pe de altă parte, toate punctele de la periferia pietrei, în mișcarea lor de rotație în jurul axei, au aceeași viteză  $v_m$ :

$$v_m = \frac{2\pi n'}{60} r = \frac{2\pi n}{60} r_m \quad (6.32)$$

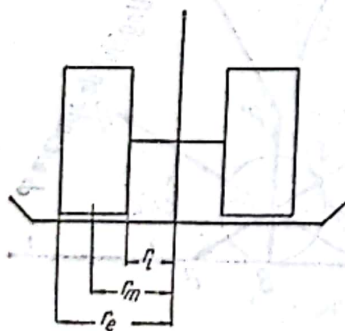


Fig. 6.27. Demonstrarea acțiunii de frecare a colergangurilor.

Rezultă că marginea exterioară a pietrei ar avea o viteză mai mare cu diferența

$$\Delta v = v_0 - v_m = \frac{2\pi n}{60} (r_e - r_m) = \frac{\pi n}{60} l, \quad (6.33)$$



iar marginea interioară a pietrei ar avea o viteză de rotație mai mică cu diferența

$$\Delta v = v_m - v_i = \frac{2\pi n}{60} (r_m - r_i) = \frac{\pi n}{60} l \quad (6.34)$$

Cele două diferențe sînt egale. Diferența medie pentru toate punctele călcătoare ale pietrei

$$|\overline{\Delta v}| = \frac{1}{2} \frac{\pi n}{60} l \quad (6.35)$$

provoacă mărunțirea prin frecare, cu forța

$$F = fG_p \quad (6.36)$$

f) *Puterea consumată.* Pentru cele două pietre ale colergangului, puterea consumată prin frecare este

$$N = 2F|\overline{\Delta v}| = fG_p \frac{\pi n}{60} l \quad (6.37)$$

g) *Puterea totală* necesară colergangului se evaluează empiric la 1,5—1,9 kW, pentru producția de o tonă pe oră, cu un produs de 0—0,8 mm.

În relațiile precedente (6.29) — (6.37),

- $d$  este mărimea maximă a bulgărilor care pot fi prinși sub piatră, m;
- $D$  — diametrul pietrelor colergangului, m;
- $r$  — raza mișcării de revoluție, respectiv de rotație, m;
- $l$  — lățimea pietrelor, m;
- $n$  — turația pietrelor sau a talerului în jurul pivotului central, rot/min;
- $n'$  — turația pietrelor în jurul axei lor, rot/min;
- $v$  — viteza de revoluție sau viteza periferică de rotație, m/s;
- $F$  — forța de frecare, N;
- $f$  — coeficientul de frecare;
- $G_p$  — greutatea pietrei, N;
- $N$  — puterea consumată de ambele pietre prin frecare, W;

Indicii  $e, m, i$  se referă la punctele de la exterior, de la mijlocul și de la interiorul periferiei pietrei (fig. 6.26).

În tabelul 6.14 sînt prezentate cîteva date caracteristice pentru colerganguri.

Tabelul 6.15

Caracteristicile unor colerganguri

| Puterea,<br>kW | Produc-<br>ția,<br>t/h | Greutatea<br>mașinii,<br>t | Mărimea<br>maximă a<br>bulgărilor,<br>mm | Diametrul<br>pietrelor,<br>mm | Lățimea<br>pietrelor,<br>mm | Turația<br>talerului,<br>rot/min |
|----------------|------------------------|----------------------------|------------------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|----------------------------------|
| 10             | 6                      | 16                         | 50                                       | 1 250                         | 350                         | 20                               |
| 15             | 9                      | 25                         | 60                                       | 1 500                         | 400                         | 18                               |
| 20             | 12                     | 34                         | 70                                       | 1 800                         | 450                         | 18                               |
| 25             | 15                     | 42                         | 80                                       | 2 000                         | 500                         | 16                               |



**6.2.6.2. Mori Loesche.** Aceste mori sînt variante perfec ionate ale coler-gangurilor. Deosebirea principală constă în faptul că for a de apăsare a corpu-rilor rostogolitoare este mărită cu ajutorul unor arcuri sau prin dispozitive hidraulice.

La construcția schițată în fig. 6.28, materialul de mărunțit, alimentat în flux constant de un dozator compartimentat, cade pe un disc, avînd la margine un prag (care determină grosimea stratului de material pe disc). Corpurile rostogolitoare de mărunțire au forme diferite; cele curente au o manta călcătoare conică (unghiul dintre axa şi generatoarea conului este de  $15^\circ$ ), ele sînt montate pe cîte un bra  care oscilează în jurul unei axe şi sînt

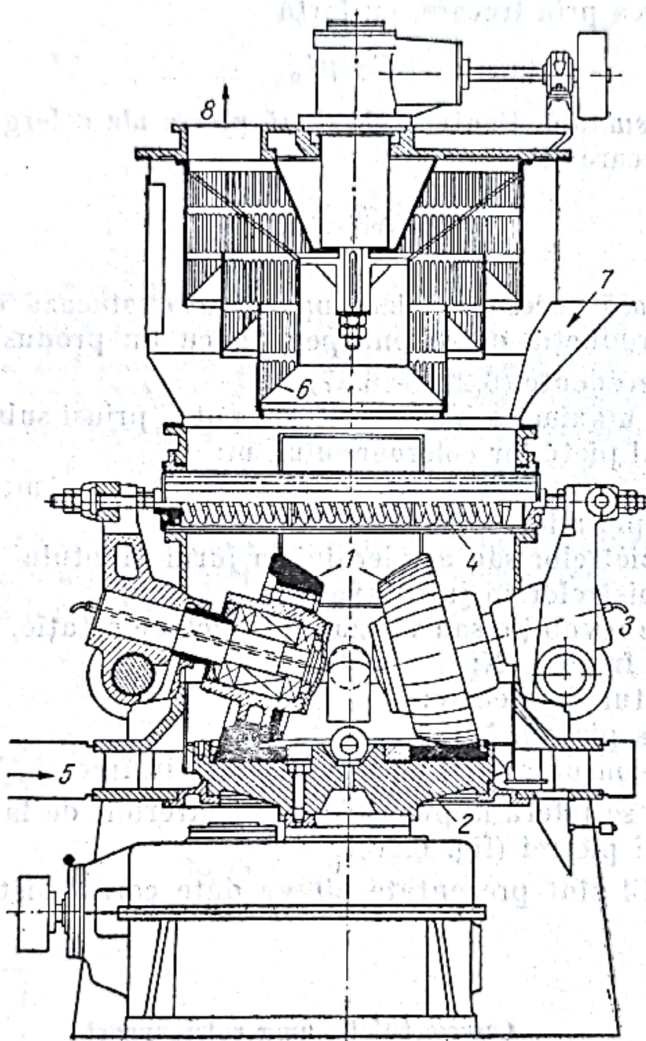


Fig. 6.28. Moară Loesche:

- 1 — corpuri conice rostogolitoare; 2 — taler (disc) de mărunțire; 3 — brațe cu articula ie pentru corpu-rile rostogolitoare; 4 — arcuri; 5 — intrarea aerului; 6 — sepaator pneumatic; 7 — deschiderea de alimen-tare; 8 — ieşirea produsului spre filtre.

apăsate pe talerul de mărunțire de către un arc sau — la unitățile mari — de un piston hidraulic. Materialul mărunțit deversează peste marginea (pra-gul) talerului şi este prins de un curent ascendent de aer produs de un venti-lator montat sub taler. Materialul mărunț, antrenat de curentul de aer,

Tabelul 6.16

## Date pentru morile Loesche

|                                                   |                                     |     |
|---------------------------------------------------|-------------------------------------|-----|
| Producția maximă                                  | 200                                 | t/h |
| Viteza periferică a discului                      | 3                                   | m/s |
| Viteza ascendentă a curentului de aer             | 15—30                               | m/s |
| Pierdere de presiune a curentului de aer în moară | $0,02 \cdot 10^5 - 0,04 \cdot 10^5$ | Pa  |
| Mărimea inițială a materialului                   | 25—100                              | mm  |
| Finețea produsului                                | 0,01—0,04                           |     |

ajunge într-un separator pneumatic situat la partea superioară a morii; fracțiunea cu granule încă prea mari este readusă pe talerul de mărunțire, iar granulele fine sînt antrenate mai departe pentru a fi separate de aerul care le antrenează, într-o instalație de separare (cicloane, filtre cu saci etc.).

Moara *Loesche* macină materiale de duritate medie: calcar, marnă, minereuri, clinker de ciment, cărbune, fosfați etc., pînă la pulbere de 100—40  $\mu\text{m}$ .

**6.2.6.3. Mori centrifuge pendulare.** Morile pendulare (fig. 6.29) macină, prin presare și frecare, materialul adus între suprafața interioară a unui inel fix, orizontal și suprafața laterală a unor mici pietre de moară care, rotindu-se

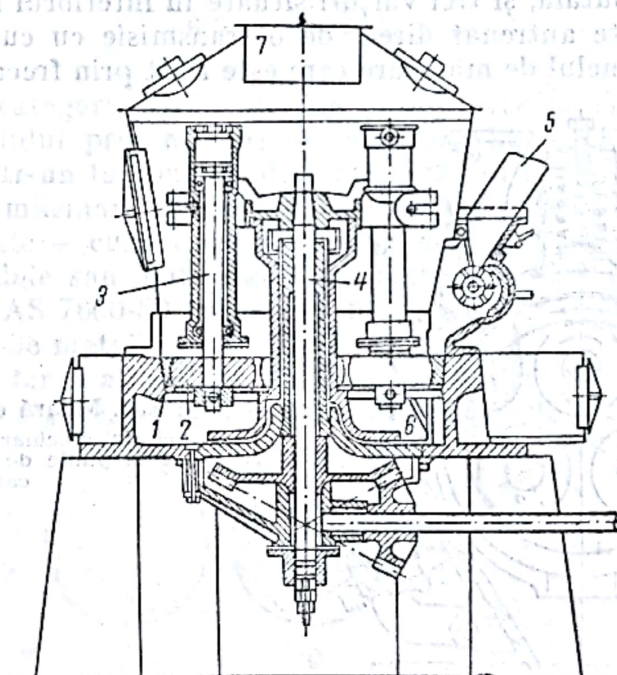


Fig. 6.29. Moară centrifugă pendulară:

- 1 — inel de măcinare; 2 — pietre de măcinare;  
3 — brațe pendulare; 4 — arbore principal; 5 —  
deschidere de alimentare; 6 — paletele ventilato-  
rului; 7 — ieșirea produsului antrenat de aer.

în jurul axei lor, se rostogolesc înăuntrul inelului fix. Aceste pietre sînt articulate pendular, la partea superioară a axelor lor, de brațele orizontale ale arborelui principal. Prin această construcție, atunci cînd arborele principal este în repaus, brațele pendulare ale pietrelor atîrnă liber, cu pietrele depăr-



tate de inelul de măcinare, iar cînd arborele principal se rotește, forța centrifugă presează pietrele pe inelul de măcinare. Forța centrifugă de presare atinge 30 kN pentru fiecare piatră. Astfel de mori se construiesc cu pînă la șase brațe pendulare.

Morile centrifuge pendulare macină, pînă la pulbere fină, materiale semidure uscate: cărbune, fosfați, calcar, argilă, cereale etc. Aceste mori au o largă aplicare la măcinarea cărbunelui pentru focarele cu praf de cărbune. Umiditatea materialelor reduce mult productivitatea morilor. Energia consumată variază cu natura materialului și cu finețea produsului.

Tabelul 6.17

Date pentru morile centrifuge pendulare

|                                                          |           |       |
|----------------------------------------------------------|-----------|-------|
| Diametrul inelului de măcinare                           | 500—1 200 | mm    |
| Numărul maxim de brațe                                   | 6         | —     |
| Puterea                                                  | 10—100    | kW    |
| Energia specifică consumată pentru cărbune <sup>1)</sup> | 12—15     | kWh/t |

<sup>1)</sup> La un produs cu 15 % reziduu pe sita nr. 0,09 (STAS 1077-76)

**6.2.6.4. Mori cu inel și valțuri.** Aceste mori, cunoscute și sub numele de mori *Kent* sau mori *Maxecon*, macină — prin presare și frecare — între un inel, cu axa orizontală, și trei valțuri situate în interiorul inelului (fig. 6.30). Valțul de sus este antrenat direct de o transmisie cu curea; pe acest valț se sprijină liber inelul de măcinare care este rotit prin frecare de valțul supe-

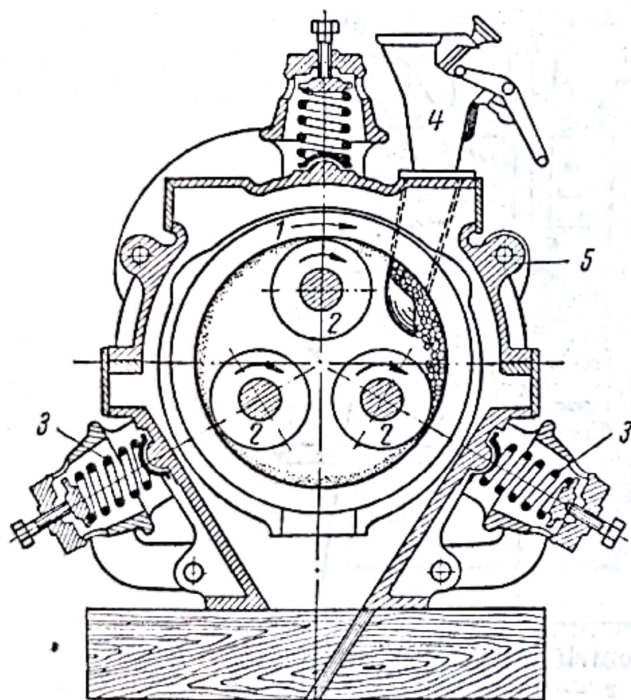


Fig. 6.30. Moară cu inel și valțuri:

1 — inel de măcinare; 2 — valțuri; 3 — arcuri; 4 — pîlnie de alimentare; 5 — carcasă.

rior. Celelalte două valțuri sînt presate contra inelului — prin brațe articulate — de arcuri exterioare. Întreaga construcție formează un sistem echilibrat și destul de elastic ca să se adapteze la neuniformitatea eventuală a alimentării.

Materialul de măcinat este adus, prin pîlnia de alimentare, între inel și unul dintre valțurile inferioare, unde se produce o primă mărunțire. Din



cauza forței centrifuge, materialul rămâne proiectat pe fața interioară a inelului și este, în continuare, mărunțit între inel și valțuri. Produsul iese din moară prin fantele circulare dintre inel și pereții laterali ai morii. Rezultă un produs format din pulbere fină și griș, din care se separă fracțiunea fină cu un separator exterior, al cărui refus este readus în moară.

Aceste mori sînt folosite pentru măcinare intermediară și fină a materialelor semidure și moi, în special cărbuni, fosfați, cereale.

Ca urmare a elasticității sistemului mecanic, morile cu inel și valțuri au cîteva avantaje importante: uzură redusă a suprafețelor de măcinare, mers liniștit și deci fundații ușoare, consum mai mic de energie în comparație cu alte mori.

Tabelul 6.18

Caracteristicile unor mori cu inel și valțuri

|                                |     |       |         |
|--------------------------------|-----|-------|---------|
| Puterea                        | 12  | 20    | kW      |
| Greutatea morii                | 4   | 6     | t       |
| Mărimea maximă inițială        | 20  | 30    | mm      |
| Diametrul interior al inelului | 800 | 1 000 | mm      |
| Lățimea inelului               | 170 | 200   | mm      |
| Turația valțului antrenant     | 250 | 200   | rot/min |

### 6.2.7. Mori cu bile

În această categorie sînt cuprinse morile care macină prin lovirea și frecarea materialului prin corpuri de măcinare libere, încărcate împreună cu materialul, într-un tambur rotativ, cilindric sau conic.

Corpurile de măcinare au forme și dimensiuni foarte diferite: bile (sfere) — uneori sfere găurite — cuburi, cilindri, bare, inele cu secțiune pătrată, corpuri ovoidale, elipsoidale sau lenticulare, din materiale dure (oțel dur, porțelan dur, silix) v. STAS 7600-80 corpuri de măcinare fină pentru mori cu bile și STAS 1185-79, bile metalice.

Răspîndirea largă a morilor cu bile este urmarea avantajelor lor deosebite: funcționare sigură, adaptare la condiții grele de lucru, turație redusă

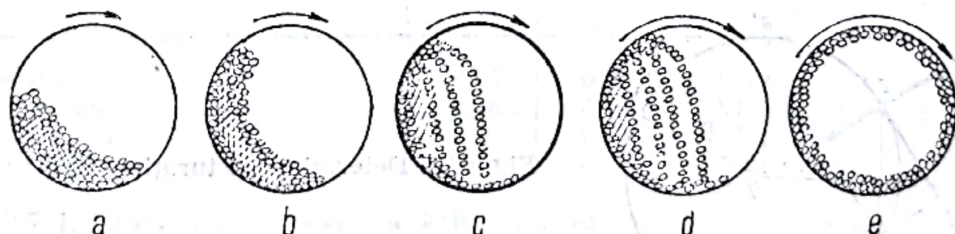


Fig. 6.31. Poziția încărcăturii în morile cu bile, la diferite turații ale tamburului.

a elementelor mobile, mișcare liberă a corpurilor de măcinare, numărul mare al acțiunilor de măcinare, grad mare de mărunțire, finețea produsului.

a) *Relația dintre turația și diametrul tamburului.* În fig. 6.31 este redată secțiunea transversală printr-o moară cu bile la turații din ce în ce mai mari ale tamburului: la turații mici (fig. 6.31, a și b) încărcătura de bile și material alunecă ca un singur corp pe suprafața interioară a tamburului; în această

condiție măcinarea materialului nu se face decât în mică măsură, prin frecare; la turații mai mari, mișcarea încărcăturii ia formele din fig. 6.31, c și d, bilele însoțesc tamburul pînă la o anumită înălțime și apoi cad și lovesc materialul; aceasta este turația cea mai eficace pentru mărunțire. La turații mai mari, forța centrifugă întrece greutatea bilelor care nu mai cad; acțiunea de mărunțire încetează (fig. 6.31, e).

Există deci o turație optimă, de maximă eficiență a mărunțirii.

O bilă ajunsă în punctul  $a$  pe suprafața interioară a tamburului (fig. 6.32) este solicitată de două forțe: 1) greutatea  $G$  a bilei, cu direcția pe verticala punctului  $a$  și 2) forța centrifugă  $C$  după raza punctului  $a$ . Proiectînd forțele pe rază și punînd condiția ca bila să nu rămînă aderentă la perete, rezultă condiția:

$$C < G \sin \alpha \quad (6.38)$$

și pentru că

$$G = m\omega^2 \frac{D}{2} = \frac{G}{g} \omega^2 \frac{D}{2} = \frac{G}{g} \left( \frac{2\pi n}{60} \right)^2 \frac{D}{2} \quad (6.39)$$

se obține:

$$n < 42,3 \sqrt{\frac{\sin \alpha}{D}} \quad (6.40)$$

Cu această ecuație se determină punctul unde bila se desprinde de perete, dacă se cunoaște turația și diametrul tamburului. Interesează, în special, cazul extrem cînd bilele se desprind în punctul cel mai de sus (pe diametrul vertical al tamburului), cînd ecuația (6.40) devine

$$n_c = \frac{42,3}{\sqrt{D}} \quad (6.41)$$

S-a constatat experimental că măcinarea cea mai bună se obține cînd bilele se desprind la punctul  $a$ , pentru care  $\alpha = 35^\circ$  ( $\sin 35^\circ = 0,574$ ); pentru această poziție

$$n = 42,3 \sqrt{\frac{0,574}{D}} = \frac{32}{\sqrt{D}} \quad (6.42)$$

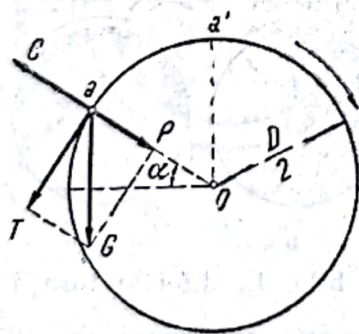


Fig. 6.32. Determinarea turației critice.

b) *Diametrul bilelor.* Bile prea mici dau un produs fin dar nu pot mărunți bucățile mari de material inițial, iar bilele prea mari nu dau un produs fin. Kasatkin recomandă următoarele limite între care poate varia diametrul maxim al bilelor:

$$\frac{D}{24} < d_M < \frac{D}{18}$$



c) *Gradul de umplere*, la morile cu bile, este raportul dintre volumul bilelor și volumul tamburului:

$$\varphi = \frac{V_b}{V} = \frac{G_b}{\gamma_b V} \quad (6.43)$$

Pentru cazurile obișnuite  $\varphi = 30 - 35\%$ .

d) *Puterea electromotorului* pentru antrenarea morii poate fi calculată cu formula aproximativă

$$N = c G_b \sqrt{D} \quad (6.44)$$

În relațiile (6.38)–(6.44), notațiile au următoarele semnificații:

- $C$  — este forța centrifugă a bilei, N;
- $G$  — greutatea unei bile, N;
- $m$  — masa unei bile, kg;
- $\omega$  — viteza unghiulară a tamburului, rad/s;
- $D$  — diametrul tamburului, m;
- $g$  — accelerația gravitațională, m/s<sup>2</sup>;
- $\alpha$  — unghiul dintre orizontală și raza punctului de desprindere;
- $n$  — turația tamburului, rot/min;
- $n_c$  — turația critică (ec. 6.42), rot/min;
- $d_M$  — diametrul maxim al bilelor, m;
- $\varphi$  — gradul de umplere;
- $V$  — volumul tamburului, m<sup>3</sup>;
- $V_b$  — volumul încărcăturii de bile, m<sup>3</sup>;
- $G_b$  — greutatea încărcăturii de bile, N;
- $\gamma_b$  — greutatea specifică în grămadă a încărcăturii de bile, N/m<sup>3</sup>;
- $N$  — puterea electromotorului, kW;
- $c$  — coeficient depinzând de gradul de umplere și de natura corpurilor de măcinare, cu valorile din tabelul 6.19.

Tabelul 6.19

Valorile coeficientului  $c$  din ecuația (6.44)

| Corpurile de mărunțire | Gradul de umplere, % |      |      |      |      |
|------------------------|----------------------|------|------|------|------|
|                        | 10                   | 20   | 30   | 40   | 50   |
| Pietre de silix        | 0,95                 | 0,89 | 0,79 | 0,68 | 0,56 |
| Bile mari de oțel      | 0,86                 | 0,79 | 0,71 | 0,61 | 0,51 |
| Bile mici de oțel      | 0,83                 | 0,76 | 0,68 | 0,59 | 0,49 |
| Cilindri de oțel       | 0,80                 | 0,74 | 0,66 | 0,57 | 0,43 |

**6.2.7.1. Mori discontinue cu bile.** Aceste mori sînt construcții simple, formate dintr-un tambur din oțel sau — la morile mici — din porțelan dur, în care se introduce materialul de mărunțit împreună cu bilele, printr-o deschidere în peretele frontal sau în peretele cilindric al tamburului. Tamburul este rotit de un electromotor sau printr-o transmisie cu cureaua (fig. 6.33).

**6.2.7.2. Mori tubulare continue, cu bile.** Morile tubulare, numite și *mori cilindrice* sînt formate dintr-un tambur orizontal, căptușit cu plăci din oțel dur, care se sprijină — prin două gîturi largi — în lagăre puternice; moara este rotită cu ajutorul unei coroane dințate, fixată pe tambur (fig. 6.34). Materialul este introdus continuu și uniform printr-unul din gîturile tambu-



rului, cu un alimentator, iar produsul măcinat este evacuat prin celălalt gît, prevăzut în interior cu șanțuri elicoidale.

Morile tubulare servesc atât pentru măcinarea brută (griș) cit și pentru măcinarea fină (făină). Măcinarea brută rezultă mai mult din acțiuni de lovire, iar cea fină mai mult din acțiuni de frecare; de aceea, pentru măcinarea fină se folosesc bile mici sau alte corpuri de măcinare (de exemplu cilindrii) cu mai multe puncte de contact. Se poate măcina uscat sau umed.

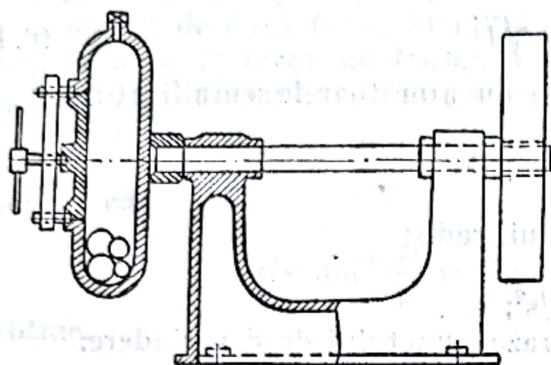


Fig. 6.33. Moară discontinuă cu bile.

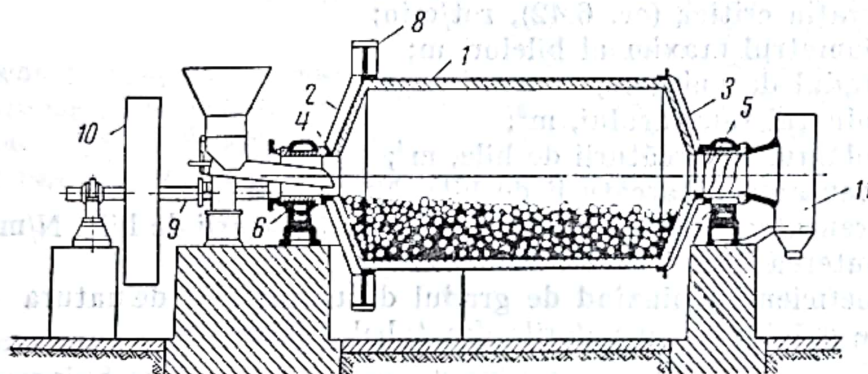


Fig. 6.34. Moară tubulară cu bile:

- 1 — tambur; 2, 3 — pereți frontali; 4 — dispozitiv de alimentare;  
5 — dispozitiv de evacuare; 6, 7 — lagăre; 8 — coroană dințată;  
9 — aborele de antrenare; 10 — roată de transmisie; 11 — cameră de evacuare.

**6.2.7.3. Mori compartimentate.** Aceste mori sînt mult răspîndite în industria chimică, în special, în industria cimentului. Ele realizează într-o singură trecere, două sau trei trepte de măcinare, mărunțind bucăți de aproximativ 50 mm la pulbere fină.

Morile compartimentate sînt formate dintr-un cilindru lung, orizontal, despărțit — prin pereți transversali, cu fante — în două sau trei compartimente (fig. 6.35). Cilindrul se rotește în lagăre puternice; la unitățile mari, tamburul mai este sprijinit și printr-un bandaj pe role. Alimentarea se face printr-unul din capete, iar evacuarea produsului pe la celălalt capăt, printr-o cameră de evacuare. La acest capăt este și dispozitivul de antrenare care, la morile moderne, se face printr-o bară cu capete îngroșate, prevăzute cu nuturi care se introduc în două mufe; una din peretele frontal al morii, iar cealaltă în reductorul de viteză cuplat la electromotor. Prin această construcție, trepidațiile longitudinale ale morii nu ajung la reductorul de viteză și la motor.

În primul compartiment are loc o primă mărunțire, mai mult prin lovire, cu bile mari; în al doilea compartiment se face mărunțirea pînă la griș, cu bile mai mici, iar în ultimul compartiment se execută măcinarea fină cu cilindri de oțel.

Pereții despărțitori sînt astfel construiți încît să permită trecerea produsului mărunț în compartimentul următor și oprirea granulelor mari și a corpurilor de măcinare.

Diagrama din fig. 6.36 servește pentru deducerea caracteristicilor principale ale morilor compartimentate.

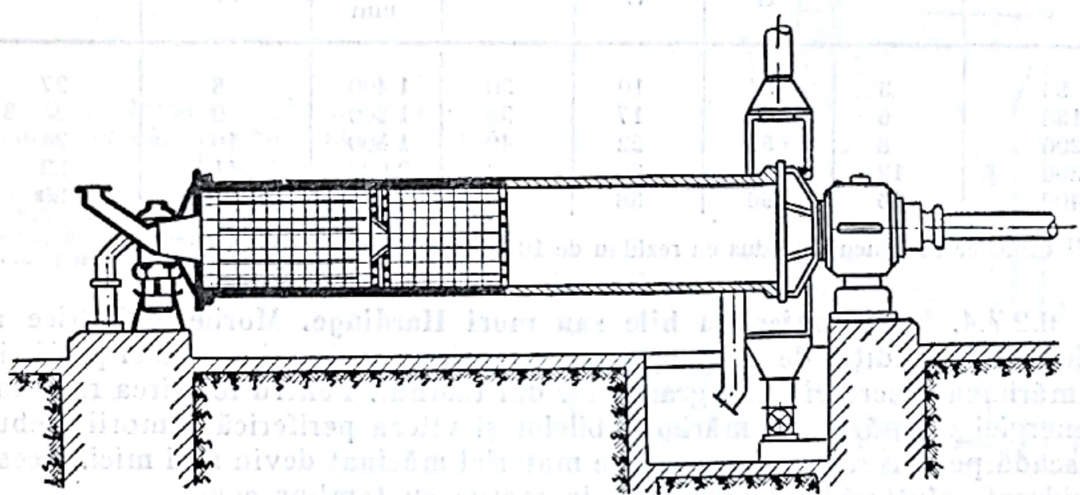


Fig. 6.35. Moară cu bile cu trei compartimente.

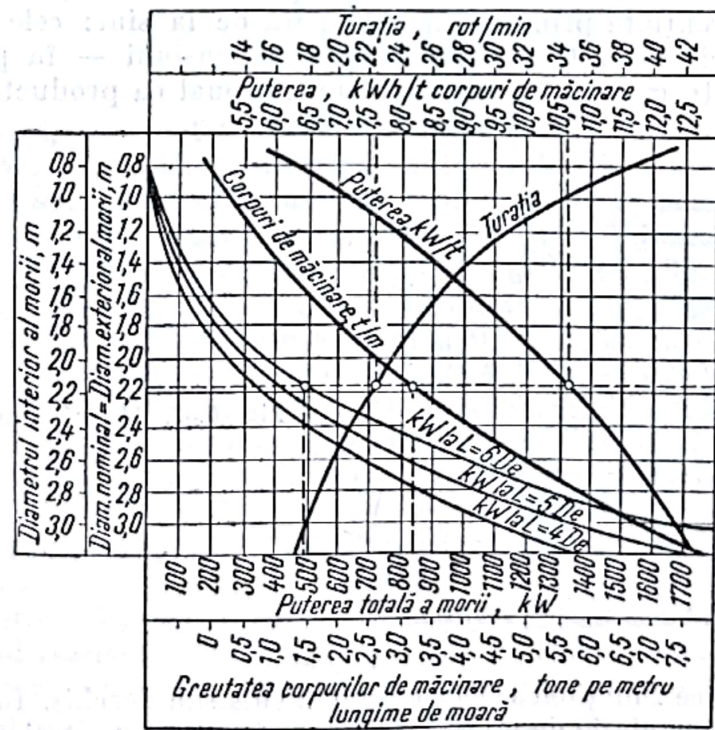


Fig. 6.36. Caracteristicile principale ale morilor compartimentate.



Se construiesc mori compartimentate cu lungimi de peste 15 m, diametre pînă la 5 m și cu producție de 40 t/h, pentru fabricile de ciment.

Tabelul 6.20

Caracteristicile unor mori compartimentate

| Puterea,<br>kW | Produc-<br>ția <sup>1)</sup> ,<br>t/h | Greuta-<br>tea fără<br>bile,<br>tf | Greuta-<br>tea bi-<br>lelor,<br>tf | Mărimea<br>inițială,<br>mm | Diame-<br>trul tam-<br>bu-<br>lui,<br>mm | Lungimea<br>tamburu-<br>lui,<br>m | Turația,<br>rot/min |
|----------------|---------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|----------------------------|------------------------------------------|-----------------------------------|---------------------|
| 80             | 3                                     | 34                                 | 10                                 | 30                         | 1 400                                    | 8                                 | 27                  |
| 150            | 6                                     | 44                                 | 17                                 | 35                         | 1 600                                    | 9                                 | 25                  |
| 200            | 8                                     | 56                                 | 22                                 | 40                         | 1 800                                    | 10                                | 24                  |
| 300            | 12                                    | 70                                 | 30                                 | 50                         | 2 000                                    | 11                                | 22                  |
| 400            | 16                                    | 96                                 | 38                                 | 60                         | 2 200                                    | 12                                | 20                  |

<sup>1)</sup> Clincher de ciment, produs cu reziduu de 10 % pe sită nr. 009 STAS 1077-76.

**6.2.7.4. Mori conice cu bile sau mori Hardinge.** Morile cilindrice nu îndeplinesc condiția de proporționare a mărimii bilelor și a vitezei periferice cu mărimea descrescîndă a granulelor din tambur. Pentru folosirea rațională a energiei de măcinare, mărimea bilelor și viteza periferică a morii trebuie să scadă pe măsură ce granulele de material măcinat devin mai mici. Aceste deziderate sînt realizate automat în morile cu tambur conic.

La morile *Hardinge* (fig. 6.37), tamburul are o parte cilindrică continuată cu o parte conică. Bilele de diferite mărimi (încărcătură inițială cu bile neuniforme sau diferențiate prin uzură), se separă de la sine: cele mai mari în partea cilindrică, iar cele mai mici — pe dimensiuni — în partea conică. În aceste condiții moara funcționează mai rațional ca productivitate și consum de energie.

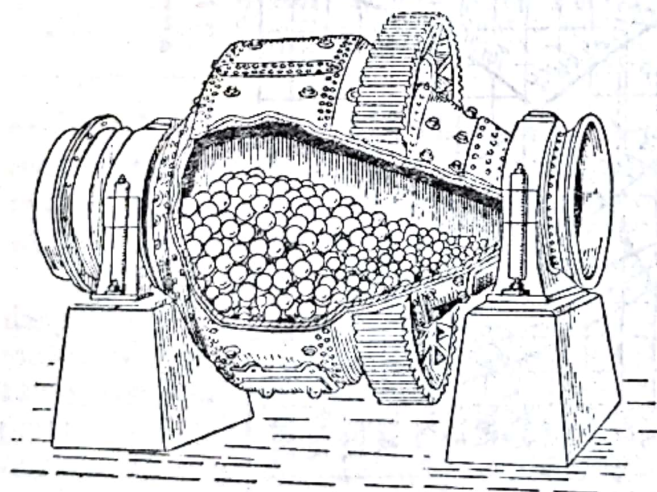


Fig. 6.37. Moară conică (*Hardinge*).

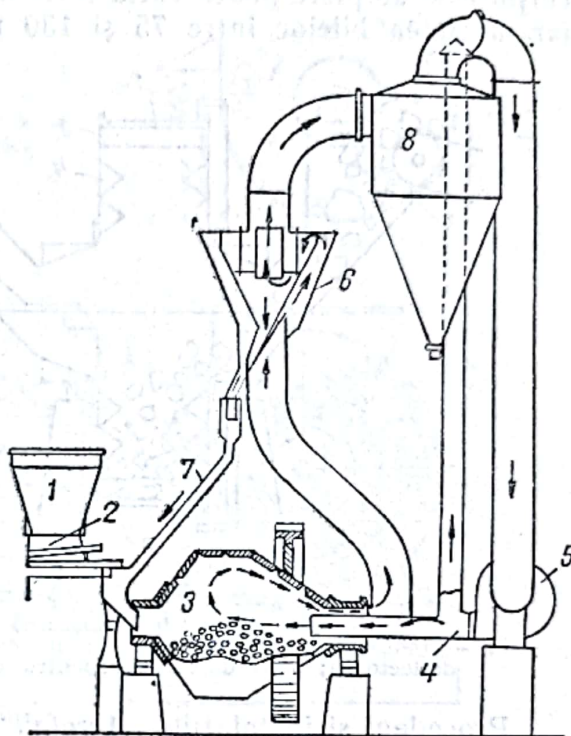
Morile conice funcționează în circuit închis sau deschis. În fig. 6.38 este reprezentată o instalație de măcinare în circuit închis: materialul de măcinat trece din siloz, prin dozator, în moara conică; un curent de aer antrenează pulberea din moară, printr-un separator pneumatic, din care fracțiunea fină



este separată, ca produs, într-un ciclon, iar particulele încă prea mari sînt readuse în moară; aerul, cu rol de antrenant și de răcire, circulă — în circuit închis — prin ventilator, moară, separatorul pneumatic, ciclon și iarăși prin ventilator.

Fig. 6.38. Instalație de măcinare cu moară conică, funcționînd în circuit închis:

1 — siloz; 2 — dozator; 3 — moară conică cu bile; 4 — conductă de aer; 5 — ventilator; 6 — separator pneumatic; 7 — conductă pentru întoarcerea particulelor mari în moară; 8 — ciclon.



### 6.2.8. Mori autogene

Aceste mori, care pot fi clasificate între morile cu bile, folosesc drept corpuri de măcinare bucățile mari ale materialului de mărunțit.

**6.2.8.1. Moara „Aerofall“.** Modelul reprezentativ al acestui tip de mori este moara „Aerofall“. Este formată dintr-un tambur de diametru mare (fig. 6.39) rotit printr-o coroană dințată. Suprafața cilindrică interioară a tamburului este căptușită cu plăci rezistente din oțel și este prevăzută cu șine (dinți) montate la distanțe convenabile. Pe partea interioară a pereților frontali, sînt fixate, în două cercuri concentrice, deflectoare puternice pentru spargerea bucăților mari, prin impact. Materialul inițial este alimentat în moară printr-o deschidere axială; particulele care au atins finețea dorită sînt evacuate din moară printr-un curent de aer aspirat de un ventilator exterior.

Au fost construite mori „Aerofall“ cu diametru pînă la 10 m, cu producții pînă la 500 t/h.

O caracteristică importantă a acestor mori este marele lor grad de mărunțire, putînd realiza simultan, într-o singură unitate, operațiile de la concasare pînă la măcinare fină.

Posibilitatea de a combina, în aceeași mașină, concasarea și măcinarea, rezultă din schița alăturată (fig. 6.39, b) în care, printr-o secțiune transversală a tamburului morii, sînt arătate zonele: de cădere în cataractă, de cădere

în cascadă și de frecare. Eficacitatea morii depinde de o judicioasă proporționare a bucăților mari și mici, care se găsesc în moară; pentru a pune de acord această condiție cu proprietățile specifice ale materialului, se adaugă bile suplimentare din material dur, de diferite mărimi. Sarja suplimentară de corpuri de umplere poate varia între 0,5 și 50% din șarja totală din moară, iar mărimea bilelor între 75 și 130 mm.

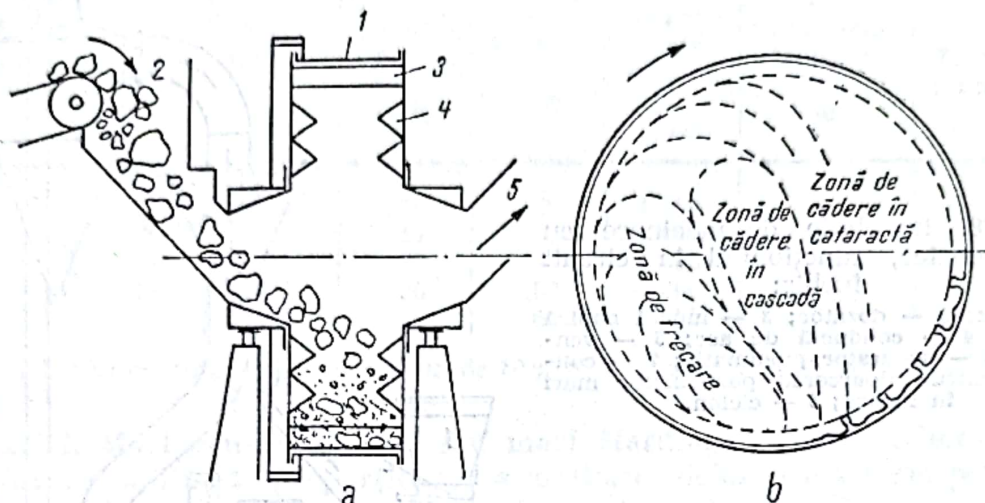


Fig. 6.39. Moară „Aerofall”:

a — schița morii; b — mișcarea materialului în interiorul morii:  
1 — tambur; 2 — deschidere de alimentare; 3 — șine (dinți) periferice; 4 — deflectoare; 5 — deschidere pentru evacuarea produsului, prin aspirație.

Procedeul și instalațiile „Aerofall” se disting prin adaptabilitate la condițiile cele mai diverse, prin producția mare și prin eficiență economică.

Moara cu impact schițată în fig. 6.23 este, de asemenea, o moară cu măcinare autogenă.

### 6.2.9. Mori vibratoare

La aceste mori, acțiunile de măcinare (lovire și frecare) rezultă din vibrarea întregului sistem: moară împreună cu materialul de mărunțit și corpurile de umplere.

Vibrațiile morii sînt într-un plan perpendicular pe axa morii; ele au amplitudinea egală cu dublul excentricității axei morii față de arborele motor. În fiecare punct din interiorul morii se dezvoltă forțe centrifuge a căror componentă verticală poate întrece greutatea unei bile: bila este aruncată în sus și cade după o traiectorie parabolică. Mici oscilații transversale produc și o deplasare a întregii încărcături (bile și material) în jurul axei morii; mai mult, există și o mișcare de rotire a bilelor în jurul centrului lor, într-un plan perpendicular pe axa morii. Măcinarea rezultă din repetarea, de un foarte mare număr de ori, a impulsurilor pe care fiecare bilă le primește, de la perete sau de la bilele vecine, la fiecare oscilație.

În fig. 6.40 este schițat principiul de construcție al morilor vibratoare. Vibrațiile sînt produse prin rotirea unui arbore prevăzut cu piese (mase) excentrice, montat într-un tub din interiorul camerei cu bile, susținută de arcuri.



Acest principiu este aplicat la moara, de  $250 \text{ dm}^3$  capacitate, din fig. 6.41. Interiorul morii și exteriorul tubului care protejează arborele sînt acoperite cu cauciuc, pentru protecția morii și pentru prevenirea impurificării materialului măcinat prin produsele de eroziune.

Fig. 6.40. Principiul morilor vibratoare:  
1 — cameră de măcinare cu bile; 2 — bile; 3 — arcuri; 4 — piesă excentrică; 5 — tub cilindric.

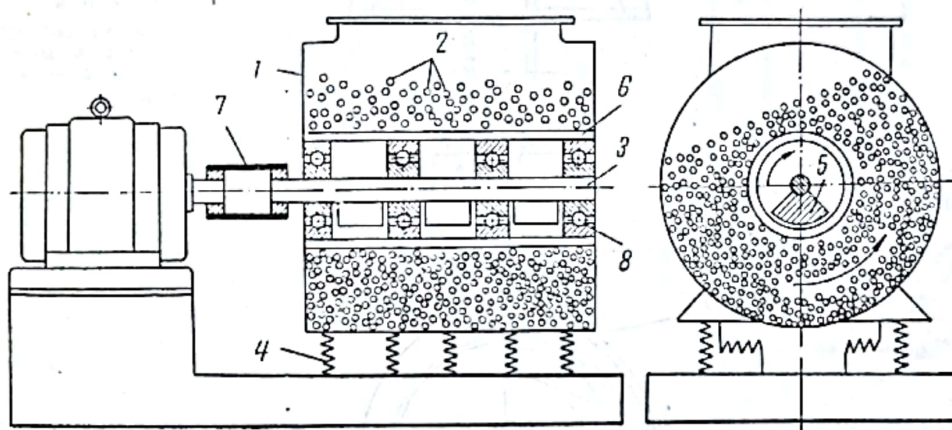
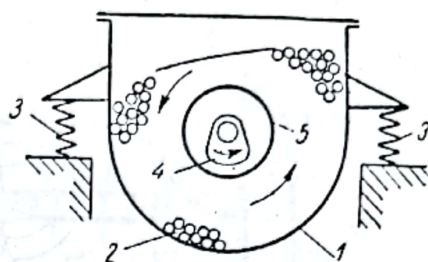


Fig. 6.41. Moară vibratoare:

1 — cameră de măcinare; 2 — bile; 3 — arbore; 4 — arcuri; 5 — piesă excentrică; 6 — tub de protecție; 7 — legătură elastică; 8 — lagăre cu bile.

### 6.2.10. Mori cu jet

În aceste mori, mărunțirea este produsă de turbulența foarte intensă a unui fluid (aer, abur) care provoacă ciocniri și frecări între granulele de material introduse în spațiul de măcinare. Turbulența se obține prin jeturi de fluid, a căror energie, rezultată prin destindere (de la câteva zeci de atmosfere la presiunea atmosferică), este transmisă granulelor. Această turbulență dă naștere și unor forțe centrifuge, folosite pentru clasarea granulelor (evacuarea granulelor fine și recircularea celor prea mari).

**6.2.10.1. Mieronizatorul.** Principiul, enunțat mai sus, pentru funcționarea morilor cu jet, este realizat în moara numită mieronizator. Este formată dintr-o cameră de măcinare, cilindrică plată, prevăzută — la periferie — cu injectoare oblice, iar la centru cu un ciclon pentru separarea și evacuarea produsului (fig. 6.42).

Materialul de mărunțit este introdus în camera de măcinare printr-un alimentator cu pîlnie și injector. Fluidul motor pătrunde în moară printr-un canal circular periferic care alimentează injectoarele oblice; se formează o zonă de maximă turbulență pe cercul tangent la direcțiile injectoarelor; în această zonă se produce mărunțirea. Separarea particulelor fine rezultă din acțiunea combinată a forțelor centrifuge (care acționează mai mult asupra



particulelor mari, menținându-le în zona de mărunțire) și a forței de antrenare în curentul de fluid (care acționează mai mult asupra particulelor fine, antrenându-le — în spirală — spre centrul camerei de măcinare și în ciclonul central). În ciclon particulele sînt separate de fluidul antrenan.

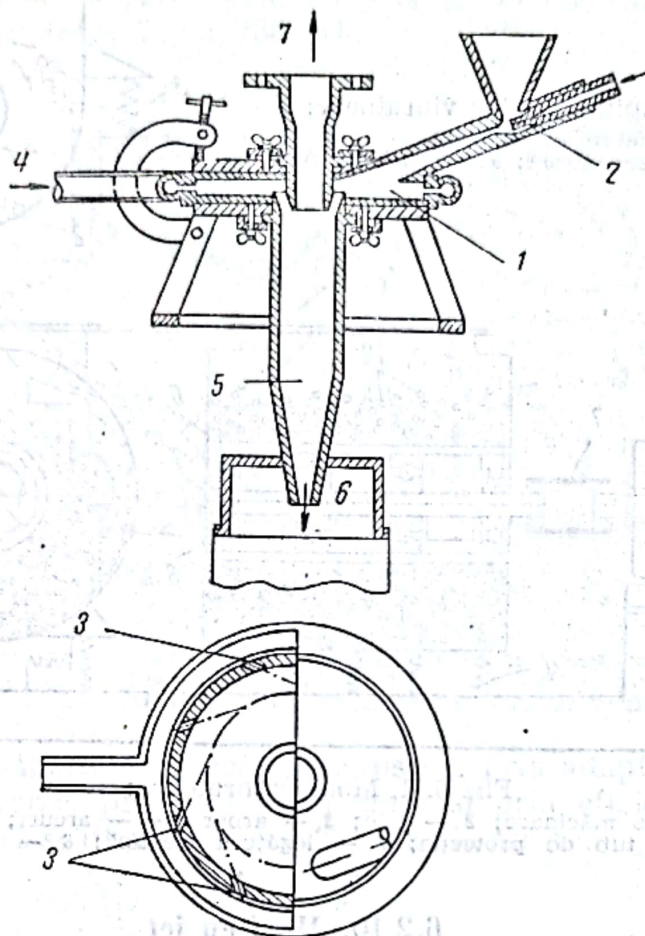


Fig. 6.42. Micronizator:

1 — cameră de măcinare; 2 — injector pentru alimentare; 3 — injectoare oblice pentru mărunțire; 4 — canal circular pentru alimentarea injectoarelor; 5 — ciclon; 6 — ieșirea produsului fin; 7 — ieșirea fluidului motor.

Tabelul 6.21

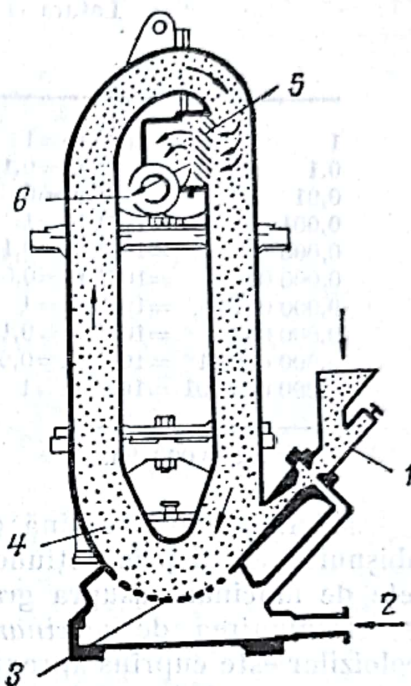
**Date caracteristice pentru micronizatoare**

|                                          |                                  |       |
|------------------------------------------|----------------------------------|-------|
| Diametrul camerei de mărunțire           | 50—1 200                         | mm    |
| Înălțimea camerei de mărunțire           | 10—60                            | mm    |
| Numărul jeturilor                        | 3—16                             | —     |
| Diametrul orificiului jeturilor          | pînă la 6                        | mm    |
| Mărimea inițială a granulelor            | pînă la 6                        | mm    |
| Mărimea granulelor produsului            |                                  |       |
| — diametrul maxim                        | 40—12                            | m     |
| — diametrul mediu                        | 6—1                              | m     |
| Presiunea fluidului de acțiune           |                                  |       |
| — aer                                    | $7 \cdot 10^5$ — $14 \cdot 10^5$ | Pa    |
| — abur supraîncălzit                     | $7 \cdot 10^5$ — $35 \cdot 10^5$ | Pa    |
| Producția                                | 5—1 000                          | kgf/h |
| Consumul de aer sau abur pe kg de produs | 1—8                              | kg/kg |

Micronizatoarele sînt folosite pentru măcinarea fină a materialelor: insecticide, sulf, bachelită, barită, tale, pigmenți, pămînt decolorant, antibiotice, antracit etc. Cîteva caracteristici constructive și funcționale ale micronizatoarelor sînt indicate în tabelul 6.21.

Fig. 6.43. Moară cu jet Wheeler:

1 — injector de alimentare; 2 — intrarea aerului comprimat sau a aburului supraîncălzit; 3 — orificiile jeturilor; 4 — spațiul de măcinare; 5 — jaluzele; 6 — ieșirea produsului spre ciclon.



**6.2.10.2. Moara Wheeler.** Această moară funcționează tot după principiul morilor cu jet. Materialul de măcinat (cu granule sub 5 mm) este injectat în zona de turbulență, cu orificii oblice (pentru introducerea aerului sau aburului), de la partea inferioară a unui canal de circulație. Jaluzelele de la partea superioară clasează particulele, lăsînd să treacă numai particulele de finețea dorită (care ocolesc jaluzelele), fiind antrenate de fluidul motor; particulele mari (sub influența forței centrifuge ce se dezvoltă în partea curbă de sus a canalului) revin în zona de măcinare. Finețea produsului se reglează prin poziția jaluzelelor (fig. 6.43).

### 6.2.11. Mori coloidale

Din tabelul 6.22, rezultă creșterea rapidă a ariei produsului prin măcinare fină. Prin aria lor specifică mare, pulberile foarte fine pun în evidență proprietăți superficiale interesante (capacitate mare de adsorbție, de emulsionare, fluiditate, culoare, viteze mari de reacție, afinități chimice ș.a.) cu aplicații practice importante (v. cap. 6.2.10.4).

Cu ajutorul morilor fine precedente, se ajunge la pulberi de cîteva micrometri; prelungirea măcinării în timp coboară foarte încet limita inferioară a mărimii granulelor. Într-o experiență, s-a măcinat — într-o moară cu bile — timp de 12 ore, granule de sticlă; a rezultat o pulbere cu 51% particule de  $38-6\ \mu\text{m}$  și 49% particule de  $4-1,5\ \mu\text{m}$ ; pentru obținerea cîtorva procente de particule de ordinul de mărime  $0,1\ \mu\text{m}$ , măcinarea ar trebui prelungită cîteva săptămîni.



| Latura cuburilor |                   |        |    | Numărul<br>cuburilor rezultate<br>dintr-un cub cu latura<br>de 1 m | Aria<br>rezultate<br>m <sup>2</sup> |
|------------------|-------------------|--------|----|--------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| 1                | =10 <sup>0</sup>  | m=1    | m  | 10 <sup>0</sup>                                                    | 6 · 10 <sup>0</sup>                 |
| 0,1              | =10 <sup>-1</sup> | m=0,1  | m  | 10 <sup>3</sup>                                                    | 6 · 10 <sup>1</sup>                 |
| 0,01             | =10 <sup>-2</sup> | m=0,01 | m  | 10 <sup>6</sup>                                                    | 6 · 10 <sup>2</sup>                 |
| 0,001            | =10 <sup>-3</sup> | m=1    | mm | 10 <sup>9</sup>                                                    | 6 · 10 <sup>3</sup>                 |
| 0,000 1          | =10 <sup>-4</sup> | m=0,1  | mm | 10 <sup>12</sup>                                                   | 6 · 10 <sup>4</sup>                 |
| 0,000 01         | =10 <sup>-5</sup> | m=0,01 | mm | 10 <sup>15</sup>                                                   | 6 · 10 <sup>5</sup>                 |
| 0,000 001        | =10 <sup>-6</sup> | m=1    | μm | 10 <sup>18</sup>                                                   | 6 · 10 <sup>6</sup>                 |
| 0,000 000 1      | =10 <sup>-7</sup> | m=0,1  | μm | 10 <sup>21</sup>                                                   | 6 · 10 <sup>7</sup>                 |
| 0,000 000 01     | =10 <sup>-8</sup> | m=0,01 | μm | 10 <sup>24</sup>                                                   | 6 · 10 <sup>8</sup>                 |
| 0,000 000 001    | =10 <sup>-9</sup> | m=1    | μm | 10 <sup>27</sup>                                                   | 6 · 10 <sup>9</sup> <sup>1)</sup>   |

<sup>1)</sup> = 600 000 ha.

Măcinarea foarte fină (submicronică) nu se poate realiza cu mijloace obișnuite, adică prin acțiunea directă (lovire, presare, frecare) a unei suprafețe de măcinare asupra granulelor.

Denumirea de *măcinare coloidală* este improprie deoarece domeniul coloizilor este cuprins aproximativ între 0,1 μm și 1 nm; totuși, în mod obișnuit, termenul de măcinare coloidală se referă la obținerea particulelor sub câțiva micrometri.

Măcinarea foarte fină (micronică și submicronică) este posibilă într-un mediu dispersant (apă, alcool, eter, benzină etc.) care se poate ușor îndepărta (prin vaporizare) după măcinare. Elementele active ale morii acționează (prin frecare, lovire și forfecare) asupra granulelor în suspensie, nu direct, ci prin intermediul lichidului dispersant; acțiunile de măcinare rezultă din gradientii foarte mari ai vitezelor, în spații mici. În aceste condiții, mediul ambiant se comportă ca un corp dur, neelastic, transmițând particulelor solide eforturile mecanice ale elementelor active. În morile coloidale sînt prelucrate mai cu seamă materiale aglomerate, ușor dispersabile (suspensii, paste, coloranți ș.a.).

Natura mediului dispersant influențează atît durata măcinării cît și finețea produsului. Unele substanțe — ca, de exemplu, glicerina la măcinarea sulfului — accelerează procesul de măcinare, iar altele — ca acizii și electroliții — îl frînează. Există și „coloizi protectori”, ca gelatina, cleiul, albuminoidele, care anulează efectul substanțelor ce frînează procesul de măcinare foarte fină.

O clasificare a morilor de măcinare foarte fină le împarte în *mori cu măcinare uscată* și *mori cu măcinare umedă*. Cele cu măcinare uscată dau produse de ordinul micrometrilor; între acestea sînt *microatomizoarele* și *morile vibratoare*, descrise anterior. Așa cum s-a arătat mai sus, vor fi considerate ca mori coloidale numai cele cu măcinare umedă. După acțiunea principală de măcinare, se disting: a) mori coloidale acționînd prin lovire (de exemplu moara *Plauson*, fig. 6.44) și b) mori coloidale acționînd prin frecare (de exemplu moara *Premier*, fig. 6.45).



6.2.11.1. **Moara Plauson.** Prima moară coloidală a fost moara *Plauson*; acum ea prezintă numai interes istoric.

Într-o carcasă inelară, se rotește cu viteză mare (viteză periferică 60 m/s) un mic rotor cu dinți, astfel dispuși în planuri transversale pe axa lui încît să treacă printre dinții asemănători ai unui miez și ai unei „nicovale” cu

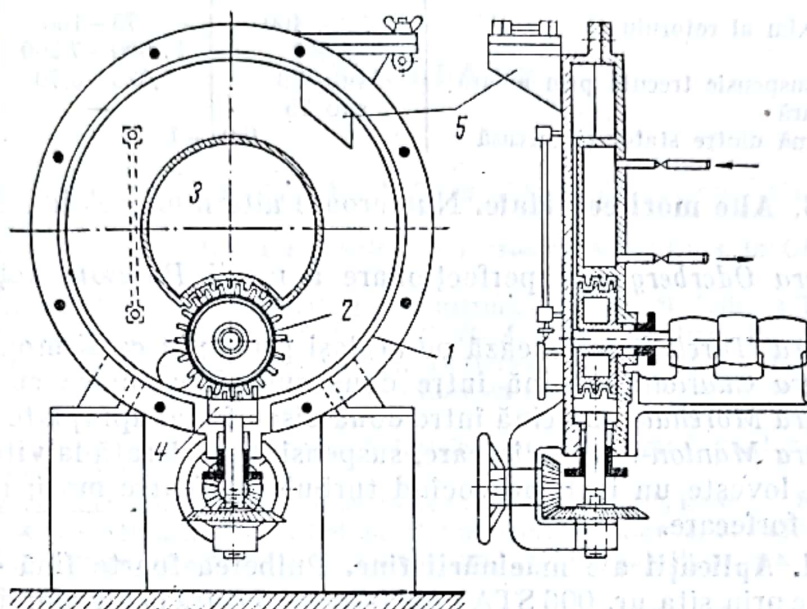


Fig. 6.44. Moara coloidală *Plauson*:

1 — carcasă; 2 — rotor dințat; 3 — miez central, dințat în partea concavă; 4 — „nicovală” dințată; 5 — deschiderea pentru încărcarea suspensiei.

poziție reglabilă din exterior (fig. 6.44). Pe lângă acțiunile mecanice, mai intervin favorabil și efecte termice și electrice. Mărunțirea este slabă în raport cu energia consumată. Alt inconvenient major este uzura mare a morii, prin eroziune.

6.2.11.2. **Moara Premier.** Partea esențială a acestei mori (fig. 6.45) este un rotor tronconic foarte rapid, care se rotește la distanță mică de carcasă; această distanță este reglabilă din exterior. Suspensia de măcinat intră prin

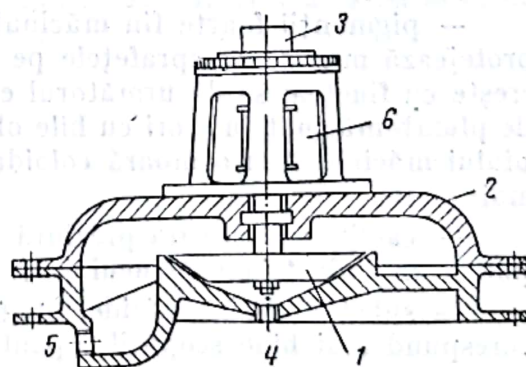


Fig. 6.45. Moară coloidală *Premier*:

1 — rotor tronconic; 2 — carcasă; 3 — șurub micrometric pentru reglarea distanței dintre rotor și carcasă; 4 — intrarea suspensiei; 5 — ieșirea produsului; 6 — roată de transmisie.

partea inferioară a morii (prin efectul de aspirație al rotorului), este măcinată între rotor și carcasă și iese prin deschiderea de evacuare. Principalele caracteristici ale acestei mori sînt arătate în tabelul 6.23.

Caracteristicile ale morilor coloidale *Premier*

| Specificație                              | Mori industriale | Mori mici    | UM                |
|-------------------------------------------|------------------|--------------|-------------------|
| Diametrul maxim al rotorului              | 150—400          | 75—100       | mm                |
| Turația                                   | 3 600            | 17 000—7 200 | rot/min           |
| Producția în suspensie trecută prin moară | sub 6,8          | 0,023—0,70   | m <sup>3</sup> /h |
| Puterea necesară                          | sub 75           | —            | kW                |
| Distanța minimă dintre stator și carcasă  | 0,04—1           |              | mm                |

6.2.11.3. **Alte mori coloidale.** Numeroase alte mori coloidale își dispută calitățile:

- *moara Oderberger*, o perfecționare a morii *Plauson*, acționând prin forfecare;
- *moara Hurell* funcționează pe același principiu ca și *moara Premier*;
- *moara Charlotte* macină între două suprafețe conice cu alveole;
- *moara Morehouse* macină între două discuri mai apropiate la periferie;
- *moara Manton-Gaulin*, în care, suspensia, accelerată la viteze aproape supersonice, lovește un inel, provocând turbulențe foarte mari; macină prin laminare și forfecare.

6.2.11.4. **Aplicații ale măcinării fine.** Pulberea foarte fină — cu particule care trec prin sita nr. 006 STAS 1077-76 (cu latura ochiurilor de 60  $\mu\text{m}$ ) — are numeroase aplicații industriale:

- pentru turnarea de precizie a metalelor, în scopul obținerii unor suprafețe netede, este nevoie, de nisip foarte fin, fără reziduu pe sita nr. 006;
- în metalurgia pulberilor, unele operații pretind materiale măcinate la 50—60  $\mu\text{m}$ ;
- în industria fibrelor sintetice se cere ca fibrele de celuloză să aibă lungimi de câțiva zeci de micrometri<sup>1)</sup>;
- în industria ceramicii fine se impune ca unele materiale pulverulente să treacă în întregime prin sita nr. 006;
- grafitul folosit pentru fabricarea electrozilor, periilor electrice, creioanelor, lubrifianților, trebuie să fie foarte fin, uneori cu particule pînă la 10—30  $\mu\text{m}$ ;
- pigmentii foarte fin măcinați au culori mai vii și mai uniforme, ei protejează mai bine suprafețele pe care se aplică; puterea lor de acoperire crește cu finețea; se dă următorul exemplu: puterea de acoperire a miniului de plumb măcinat în mori cu bile obișnuite este de 5,6 m<sup>2</sup>/kg, pe cînd a miniului măcinat într-o moară coloidală este de 13,4 m<sup>2</sup>/kg, adică de 2,4 ori mai mare;
- caolinul foarte fin prezintă însușiri adsorbante și poate înlocui lico-podiul în industria cauciucului;
- substanțele insecticide, fungicide și extractele tanante, fin măcinate, corespund mai bine scopurilor pentru care sînt întrebuintate.

S-a constatat că pentru fiecare întrebuintare există o finețe optimă; măcinarea mai fină decît cea corespunzătoare fineței optime nu mai aduce

<sup>1)</sup> Pentru efectele mărunțirii fine asupra compușilor macromoleculari, v. [12].



o îmbunătățire sensibilă a proprietăților și calităților produsului. Pulberile foarte fine se manipulează greu (produc praf, se transvazează și se amestecă anevoios, ocupă volum mare, multe sînt higroscopice).

## BIBLIOGRAFIE

1. *Berry, C. F.* Crushing and Grinding. In: *J. Perry, „Chemical Engineers' Handbook”*, New York, McGraw-Hill, 1950.
2. *Escudero Sainz, E.* Contribution à la theorie de la grosseur des particules. In: *Génie Chimique*, 88, 1952, p. 49.
3. *Gross, G.* Utilajul fabricilor de materiale de construcție, București, Editura Tehnică, 1951.
4. *Heywood, H., Farrant, J. C., North, R., Scott, R. A.* Size Reduction. In: *Cremer-Davies „Chemical Engineering Practice”*, London, Butterworths Scientific Publications, 1957.
5. *Korda, P.* La production des particules tres fines en génie chimique, *Génie Chimique*, 85, nr. 1, 1961, p. 11.
6. *Lurie, I. S.* Concasarea și măcinarea în industria cimentului (trad. din l. rusă), București Editura Tehnică, 1950.
7. *Mittag, C.* Zerkleinerung. In *E. Berl „Chemische Ingenieur Chemie”*, Berlin, J. Springer, 1935.
8. *Olevskii, V. A.* Konstrukții, rasceti i ekspluatația dobrilok, Moscva, Metallurghizat, 1958.
9. *Romadın, V. P.* Prepararea prafului de cărbune (trad. din l. rusă), București, Editura Energetică de Stat, 1955.
10. *Rumpf, H., Kaiser, F.* Zerkleinerung. In: *„Ullmans Encyklopädie der technischen chemie”*, München, Urban Schwarzenberg, 1951.
11. *Rumpf, H.* (Herausgeber), „Symposion Zeikleinern”, Berlin, VDI-Verlag, 1962.
12. *Simionescu, C. și Vasiliu-Oprea, C.* Mecanochimia compușilor macromoleculari. București, Editura Academiei R.S.R., 1967.
13. *Snow, R. H.* and al. Size Reduction and Size Enlargement. In: *Perry „Chemical engineers' handbook”*, Fifth Edition, New York, McGraw-Hill, 1973.
14. *Sweitzer, C. W., Craig, A. E.* Colloidal carbon as a Grinding aid in Portland Cement Manufacture, *Ind. Eng. Chem.*, 32, 1940, p. 751.
15. *Work, L. T.* Development in Grinding, *Ind. Eng. Chem.*, 32, 1940, p. 130.
16. *Work, L. T.*, (annual reviews), *Ind. Eng. Chem.* January (1947—1959), February (1947—1959, 1960, 1963), March (1961-63).
17. *Work, L. T., Stein, A. L.* Size Reduction and Size Enlargement. In: *Perry, „Chemical Engineers' Handbook”*, Fourth Edition, New York. McGraw-Hill. 1963.
18. Annual Reviews of Size Reduction, *Ind. Eng. Chem.*, October or November Issues by *Work, L. T.* (1934—1960), by *Work, L. T. and Snow, R. H.* (1966—1967) and by *Snow, R. H.* (1967—1970).



## Fracționarea granulometrică a amestecurilor polidisperse solide

Toate procesele tehnologice de prelucrare a materialelor solide includ fracționări granulometrice de sisteme granulare polidisperse. Scopul fracționării poate fi:

- separarea fracțiunii de granule care depășesc o mărime limită inferioară;
- separarea fracțiunii de granule care nu ating o mărime limită superioară;
- separarea fracțiunii de granule cu mărimi între două limite;
- separarea mai multor fracțiuni granulometrice;
- separarea granulelor pe sorturi de materiale.

Pentru ca ultima separare să fie posibilă, cu randament acceptabil, este necesar ca măcinarea să fie destul de fină, încât să se poată considera că conglomeratul inițial a fost mărunțit în granule (particule) ce conțin — practic — un singur constituent.

Se numește *clasare* separarea în fracțiuni (sau clase) granulometrice, iar *sortare* separarea pe sorturi de constituenți.

Separarea după natura constituenților se face pe baza diferențelor dintre valorile constantelor fizice sau chimice: densitate, susceptibilitate magnetică, proprietăți superficiale, solubilitate, afinități chimice etc.

Clasarea în fracțiuni granulometrice se face prin *cernerea* pe ciururi și site, prin *separare pneumatică*, adică prin antrenarea particulelor mici într-un curent de gaz și prin *separarea hidraulică* sau *elutriere*, adică prin antrenare cu un lichid.

În acest capitol se tratează fracționarea granulometrică a amestecurilor polidisperse prin cernere și prin separare pneumatică.

### 7.1. Cernerea

Cernerea este operația de separare în două sau mai multe fracțiuni granulometrice de granule și pulberi cu ajutorul grătarelor, ciururilor și sitelor, suprafețe metalice sau textile cu deschideri egale: fante lungi, dreptunghiulare sau ochiuri pătrate de anumite dimensiuni.

*Grătarele* sînt formate din bare — preferabil cu secțiune trapezoidală — paralele, fixate la distanțe egale, pe suporturi transversale, astfel încît să lase între ele fante egale.

*Ciururile și sitele* sînt table perforate (cu găuri circulare, dreptunghiulare sau pătrate), ori țesături metalice sau textile (cu ochiuri pătrate). În mod convențional (STAS 1077-76), denumirea de *site* se referă la uneltele și ma-

șinile cu suprafețe de cernere avînd găuri sau ochiuri cu diametrul, respectiv latura, mai mică decît 1 mm și denumirea de ciururi celor cu găuri sau ochiuri mai mari decît 1 mm.

Se numește *suprafață activă de cernere* raportul dintre suprafața liberă, egală cu aria fantelor sau ochiurilor și aria totală a grătarului, ciurului sau a sitei. De obicei, suprafața activă de cernere se dă în procente din aria totală: de exemplu, pentru o sită din țesătură de sîrmă cu ochiuri pătrate, suprafața activă de cernere, în procente, este:

$$S_a = 100 \frac{l^2}{(l+d)^2} = 100 l^2 n^2 = 100 (1 - nd)^2 \quad (7.1)$$

unde:  $S_a$  este aria activă a suprafeței de cernere, %;

$d$  — diametrul firului;

$l$  — latura ochiului (pătrat);

$n = 1/(l+d)$  — numărul de ochiuri pe unitatea de lungime,  $\text{mm}^{-1}$ .

#### 7.1.1. Site normale

Pentru executarea analizelor granulometrice și pentru definirea mărimii granulelor solide, au fost standardizate, în fiecare țară, serii de site:

**7.1.1.1. Sitele normale românești** sînt standardizate de STAS 1077-76 (tabelul 7.1). După acest standard, sitele normale sînt definite printr-un număr de cod care reprezintă lungimea laturii ochiurilor, în milimetri, cu zecimalele semnificative necesare (pentru numărul de cod al sitelor, se omite virgula). Este, de asemenea, standardizat și diametrul sîrmei din care este confecționată țesătura ciurului sau a sitei.

**7.1.1.2. Sitele normale sovietice** (GOST 3584-50) sînt definite tot după lungimea laturii ochiurilor. Există o serie de site din țesături normale și o alta, cu aceeași mărime a ochiurilor, dar cu sîrme mai groase (mai rezistente la uzură).

**7.1.1.3. Sitele normale germane** (DIN 1171) au indicativul după numărul de ochiuri pe centimetrul (liniar). Suprafața activă de cernere este de 36%. Sitele notate cu E sînt site de completare a seriei normale.

**7.1.1.4. Sitele normale S.U.A.:** sitele din seria *Tyler* au ca bază sita cu latura ochiurilor de 0,074 mm și diametrul sîrmei de 0,053 mm (numită sita de 200 mesh = 200 ochiuri pe țol); sitele următoare din serie au latura ochiurilor și grosimea sîrmei în progresie geometrică cu rația  $\sqrt{2}$ . Pentru analize granulometrice mai precise, se intercalează site intermediare, rezultînd — împreună cu seria principală — o serie de site cu lungimea laturii ochiurilor în progresie geometrică cu rația  $\sqrt[4]{2}$ . Termenul „mesh” reprezintă numărul de ochiuri pe țol și se aplică numai sitelor normale. Există și o altă serie de site normale americane, numită seria U.S.

Este încă obișnuită indicarea sitelor prin numărul ochiurilor pe centimetrul pătrat (de exemplu sita de 1 600 ochiuri/ $\text{cm}^2$ ). Acest mod de a indica o sită nu este univoc, întrucît mărimea ochiurilor depinde și de diametrul sîrmei din care a fost executată țesătura sitei. Aceeași nesiguranță prezintă și caracterizarea sitei prin numărul ochiurilor pe centimetru (liniar) sau prin „mesh” (numărul de ochiuri pe țol).



Tabelul 7.1

## Site normale românești după STAS 1077-76

| Site          |                       |                       |                                         | Ciururi            |                        |                       |                                          |
|---------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------------------------|--------------------|------------------------|-----------------------|------------------------------------------|
| Numărul sitei | Latura ochiurilor, mm | Diame-trul sîrmei, mm | Numă-rul ochiu-rilor pe cm <sup>2</sup> | Numă-rul ciuru-lui | Latura ochiu-rilor, mm | Diame-trul sîrmei, mm | Numă-rul ochiu-rilor, pe cm <sup>2</sup> |
| 0042          | 0,042                 | 0,030                 | 19 320                                  | 1                  | 1                      | 0,65                  | 36                                       |
| 0045          | 0,045                 | 0,033                 | 15 525                                  | 1,2                | 1,2                    | 0,8                   | 25                                       |
| 0053          | 0,053                 | 0,035                 | 12 900                                  | 1,4                | 1,4                    | 0,8                   | 20                                       |
| 006           | 0,06                  | 0,040                 | 10 000                                  | 1,5                | 1,5                    | 1                     | 16                                       |
| 0063          | 0,063                 | 0,045                 | 8 575                                   | 1,7                | 1,7                    | 1                     | 12                                       |
| 0075          | 0,075                 | 0,050                 | 6 400                                   | 2                  | 2                      | 1                     | 10                                       |
| 0085          | 0,085                 | 0,050                 | 5 486                                   | 2,5                | 2,5                    | 1                     | 8,17                                     |
| 009           | 0,09                  | 0,055                 | 4900                                    | 2,8                | 2,8                    | 1,2                   | 6,25                                     |
| 010           | 0,10                  | 0,066                 | 3 600                                   | 3                  | 3                      | 1,2                   | 5,66                                     |
| 0105          | 0,105                 | 0,070                 | 3 270                                   | 3,3                | 3,3                    | 1,4                   | 4,5                                      |
| 012           | 0,12                  | 0,080                 | 2 500                                   | 4                  | 4                      | 1,6                   |                                          |
| 0125          | 0,125                 | 0,100                 | 1 975                                   | 4,5                | 4,5                    | 1,8                   |                                          |
| 015           | 0,15                  | 0,100                 | 1 600                                   | 5                  | 5                      | 2                     |                                          |
| 018           | 0,18                  | 0,110                 | 1 188                                   | 6                  | 6                      | 2,5                   |                                          |
| 020           | 0,20                  | 0,130                 | 900                                     | 7                  | 7                      | 2,8                   |                                          |
| 021           | 0,21                  | 0,140                 | 8 110                                   | 8                  | 8                      | 3                     |                                          |
| 025           | 0,25                  | 0,170                 | 566                                     | 9                  | 9                      | 3,4                   |                                          |
| 03            | 0,3                   | 0,200                 | 400                                     | 10                 | 10                     | 3,4                   |                                          |
| 0355          | 0,355                 | 0,220                 | 302                                     | 11                 | 11                     | 3,8                   |                                          |
| 04            | 0,4                   | 0,240                 | 256                                     | 12                 | 12                     | 3,8                   |                                          |
| 042           | 0,42                  | 0,280                 | 204                                     | 13                 | 13                     | 4                     |                                          |
| 05            | 0,5                   | 0,340                 | 142                                     | 15                 | 15                     | 4                     |                                          |
| 06            | 0,6                   | 0,400                 | 100                                     | 16                 | 16                     | 4,5                   |                                          |
| 07            | 0,7                   | 0,450                 | 81                                      | 18                 | 18                     | 4,5                   |                                          |
| 075           | 0,75                  | 0,500                 | 64                                      | 20                 | 20                     | 5                     |                                          |
| 085           | 0,85                  | 0,550                 | 50                                      | 22                 | 22                     | 5                     |                                          |
| 1             | 1                     | 0,650                 | 36                                      | 28                 | 28                     | 5                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 30                 | 30                     | 5,5                   |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 32                 | 32                     | 5,5                   |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 35                 | 35                     | 6                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 38                 | 38                     | 6                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 40                 | 40                     | 6,5                   |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 42                 | 42                     | 7                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 45                 | 45                     | 7                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 50                 | 50                     | 7,5                   |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 55                 | 55                     | 8                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 60                 | 60                     | 8                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 65                 | 65                     | 8,5                   |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 70                 | 70                     | 8,5                   |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 75                 | 75                     | 9                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 80                 | 80                     | 9                     |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 85                 | 85                     | 9,5                   |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 90                 | 90                     | 9,5                   |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 95                 | 95                     | 10                    |                                          |
|               |                       |                       |                                         | 100                | 100                    | 10                    |                                          |



### 7.1.2. Randamentul de separare

În fig. 7.1 un amestec granular polidispers este reprezentat prin curba granulometrică diferențială (v. cap. 4.2.1). Dacă acest amestec este cernut printr-o sită cu latura ochiurilor egală cu  $l$ , se obțin două fracțiuni: o fracțiune fină, numită *trecut* sau *cernut* și o fracțiune mare numită *reziduu* sau *refuz*.

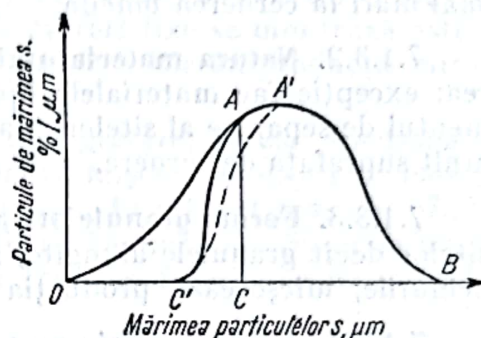


Fig. 7.1. Randamentul separării prin cernere.

Dacă fracționarea este ideală, cele două fracțiuni sînt separate după linia verticală  $AC$ , de abscisă  $l$ , astfel încît cernutul conține numai granule cu diametrul mai mic decît  $l$ , iar reziduu numai granule cu diametrul mai mare decît  $l$ .

În separările reale, nu toate granulele cu diametrul mai mic decît  $l$  ajung să treacă prin site; pe de altă parte, particule alungite, mai mari, pot trece prin sită, așa încît separările reale reprezentate prin curbe, ca  $A'C'$ , care deviază la stînga și la dreapta curbei teoretice  $AC$ .

*Randamentul sau eficacitatea separării* este raportul dintre greutatea cernutului și greutatea efectivă a granulelor, din amestecul inițial, mai mici decît latura ochiului sitei:

$$\eta_s = \frac{G_c}{A \frac{G}{100}} 100 = 10^4 \frac{G_c}{AG} \quad (7.2)$$

unde:  $\eta_s$  este randamentul sau eficacitatea separării, %;

$G_c$  — greutatea cernutului;

$G$  — greutatea amestecului inițial;

$A$  — procentul de granule, din amestecul inițial, mai mici decît latura ochiului sitei.

Randamentul obișnuit de separare variază între 60 și 75%, excepțional 90%; cu cît cernerea este prelungită (productivitate mai mică), randamentul de separare crește.

Cînd sita are defecte — ochiuri lărgite sau rupte — sau cînd amestecul conține multe granule alungite, definiția de mai sus, pentru randamentul de separare își pierde valabilitatea.

### 7.1.3. Factorii care influențează cernerea

O instalație de cernere funcționează satisfăcător cînd are: 1) producția mare, 2) randament mare de separare, 3) uzură redusă a suprafețelor de cernere și 4) cînd nu are trepidații exagerate.



Influența acestor factori nu poate fi redată în relații matematice. În continuare este indicat numai sensul cîtorva dependențe:

**7.1.3.1. Cernerea uscată sau umedă:** în majoritatea aplicațiilor tehnologice cernerea este uscată; cernerea umedă se poate face prin adăugarea prealabilă a lichidului (de obicei apă) în material sau prin stropirea feței superioare sau inferioare a sitei. Producția și randamentul de separare sînt mai mari la cernerea umedă.

**7.1.3.2. Natura materialului cernut** influențează în mică măsură cernerea; excepție fac materialele lipicioase care micșorează producția și randamentul de separare al sitelor. Materialele abrazive (nisipul, sticla etc.) uzează mult suprafața de cernere.

**7.1.3.3. Forma granulelor:** granulele sferice trec mai ușor prin ochiurile sitelor decît granulele alungite, iar cele de formă tabulară (foițe), acoperind ochiurile, micșorează producția sitelor.

**7.1.3.4. Granulometria materialului** influențează cu pînă la 300% producția sitei: grăunțele cu diametrul mai mic decît 0,7 l (l fiind latura ochiurilor sitei) trec ușor prin sită, fără să influențeze randamentul; de asemenea, granulele cu diametrul mai mare decît 1,5 l alunecă ușor pe suprafața sitei și nu opresc granulele mici să treacă prin ochiuri. Granulele cu diametrul în intervalul 0,7 l—1,5 l produc dificultăți la cernere: micșorarea producției, prin înfundarea sitei și scăderea randamentului de separare prin împiedicarea particulelor mici să ajungă la suprafața de cernere. Cînd materialul de cernut are un procent mare de granule în intervalul care produce dificultăți, se recomandă să se facă cernerea cu site avînd ochiurile cu 10—15% mai mari decît dimensiunea care definește fracționarea. Este bine ca dimensiunea optimă a ochiurilor să fie determinată prin încercări.

**7.1.3.5. Alimentarea sitei:** alimentarea insuficientă cu material micșorează producția, iar alimentarea prea abundentă, mărind stratul de pe suprafața de cernere, coboară randamentul de separare; o alimentare neregulată are ambele dezavantaje.

**7.1.3.6. Suprafața activă de cernere** influențează producția și durabilitatea sitelor: cînd procentul suprafeței active este mare, producția sitei este ridicată dar durata de serviciu a sitei este scurtă și invers. Pentru cernerea materialelor abrazive se recomandă să se folosească site cu procent mic al suprafeței active de cernere.

**7.1.3.7. Forma și dimensiunile sitei:** cu cît materialul parcurge un drum mai lung pe sită, randamentul de separare crește; pentru materiale cu granule sferice se recomandă site cu ochiuri circulare sau pătrate, iar pentru materiale cu granule de formă neregulată, site cu ochiuri alungite, dreptunghiulare.

**7.1.3.8. Mișcarea sitei și a granulelor în timpul cernerii:** este bine ca granulele să parcurgă drumul pe suprafața sitei prin mișcări sacadate, preferabil prin salturi succesive, pentru ca granulele mici să aibă posibilitatea de a ajunge la suprafața de cernere; la sitele vibratoare, frecvența și amplitudinea optime ale vibrațiilor depind de mărimea granulelor: cu cît granulele sînt mai mici cu atît frecvența optimă este mai mare și amplitudinea optimă mai mică.



#### 7.1.4. Mașini de cernut

Mașinile de cernut sînt construcții mecanice prevăzute cu grătare, ciururi și site. Între ciururi și site există numai diferența convențională arătată la cap. 7.1.

**7.1.4.1. Grătarele fixe.** Sînt formate din bare paralele — cu secțiune, de preferință, trapezoidală — dispuse la distanțe egale, prin fixarea lor pe tije transversale (între role de distanțare). Grătarele fixe se montează astfel încît suprafața de cernere să fie înclinată la  $30-50^\circ$ . Ele au producție mică, din care cauză sînt acum rar folosite.

**7.1.4.2. Grătarele cu bare mobile.** La aceste grătare, barele — acționate de excentrice sau de un arbore cotit — execută mișcări alternative: barele de ordin par într-un sens, iar cele de ordin impar, în celălalt sens (fig. 7.2). Sub influența înclinației de  $10-15^\circ$  și a mișcării barelor ( $30-35$  pe minut), materialul parcurge lungimea grătarului, în timp ce fracțiunea cu granule mărunte trece prin fantele dintre bare.

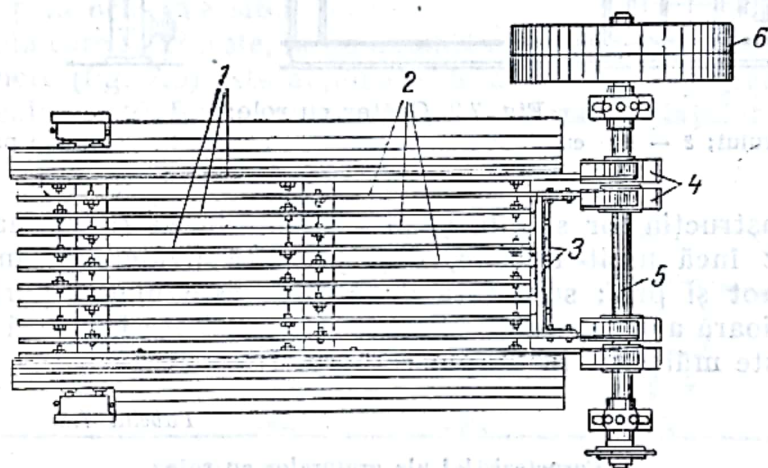


Fig. 7.2. Grătar cu bare mobile:

1 — bare de ordin impar; 2 — bare de ordin par; 3 — piese de legătură între barele pare resp. impare; 4 — excentrice; 5 — arbore de acționare; 6 — roată de transmisie.

**7.1.4.3. Grătarele cu role.** Acestea înlătură înfundarea suprafeței de cernere. Ele sînt formate (fig. 7.3) dintr-o ramă înclinată, traversată de tije orizontale, echidistante, prevăzute — la distanțe egale — cu role avînd forma de triunghi curbilin; tijele sînt rotite, de o transmisie cu lanț și un electromotor cu schimbător de viteză. Prin această construcție, se păstrează constantă distanța dintre role (atît în sens longitudinal cît și în sens transversal), cum și mișcarea materialului pe suprafața grătarului (tabelul 7.2).

**7.1.4.4. Ciururile rotative.** Au suprafața de cernere — tablă perforată sau împletitură din sîrmă — în formă de cilindru sau de prismă; ele se construiesc în mai multe variante: a) ciururi rotative, cilindrice sau prismatice (hexagonale sau octogonale), montate cu axa înclinată la  $2-9^\circ$ ; tamburul este împărțit în două sau trei zone, cu ochiuri din ce în ce mai mari (pentru sortare în trei respectiv patru fracțiuni); refuzul iese pe la capătul ciurului;



- b) ciururi rotative tronconice și în trunchi de piramidă, cu axa orizontală;  
c) ciururi rotative duble, cu două tambure cilindrice coaxiale, înclinate; tamburul interior are ochiuri mai mari decât cel exterior; se obțin trei fracțiuni.

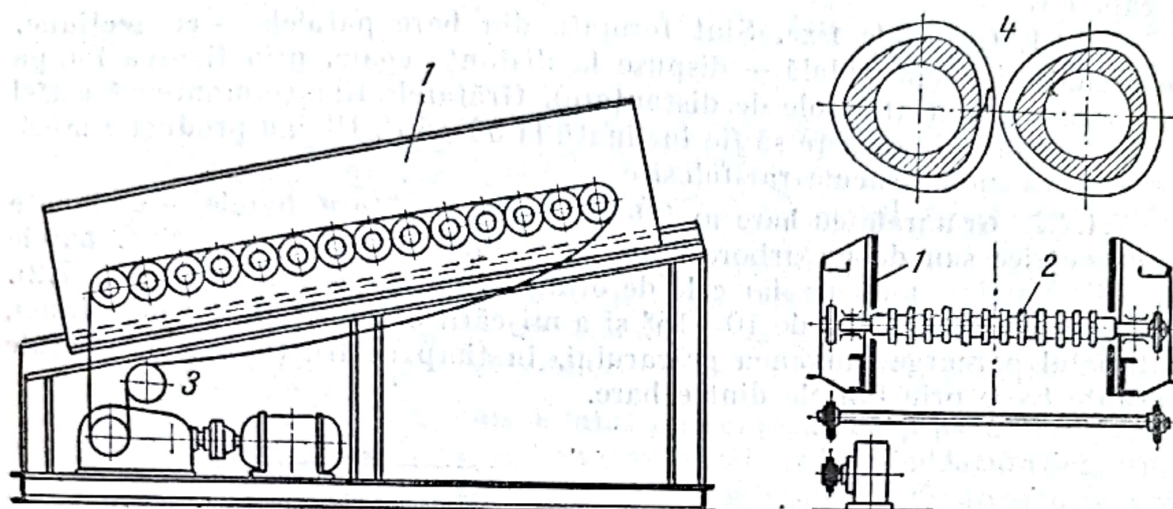


Fig. 7.3. Grătar cu role:

1 — rama grătarului; 2 — tijă cu role; 3 — transmisie cu lanț; 4 — secțiune prin tijă cu role.

Prin construcția lor simplă și prin siguranța în funcționare, ciururile rotative sînt încă mult folosite, deși prezintă numeroase inconveniente: produc zgomot și praf; suprafața de cernere este numai parțial utilizată (partea inferioară a tamburului) și este mult solicitată la uzură prin frecare; materialul este mărunțit în timpul cernerii.

Tabelul 7.2

Caracteristicile ale grătarelor cu role

|                       |        |         |
|-----------------------|--------|---------|
| Lungimea grătarului   | 2—7    | m       |
| Lățimea grătarului    | 1—2    | m       |
| Producția             | 50—350 | t/h     |
| Puterea necesară      | 2,5—9  | kW      |
| Turația               | 30—60  | rot/min |
| Mărimea deschiderilor | 50—150 | mm      |

a) *Relația între turația optimă și mărimea granulelor.* Pentru o bună cernere cu ciururi rotative este necesar ca granulele să nu adere — ca efect al forței centrifuge — la peretele tamburului (v. cap. 6.2.7. a); turația optimă se găsește între limitele:

$$\frac{11}{\sqrt{D}} < n < \frac{30}{\sqrt{D}} \quad (7.3)$$

b) *Producția ciururilor rotative cilindrice* se calculează cu formula:

$$Q = 200 \mu n \sqrt{D^3 N^3} \operatorname{tg} 2\alpha \quad (7.4)$$

În relațiile (7.3) și (7.4) notațiile au următoarele semnificații:  
 $D$  — este diametrul tamburului, m;  
 $n$  — turația, rot/min;  
 $Q$  — producția ciurului, m<sup>3</sup>/h;  
 $\mu$  — coeficientul de afinare (goluri) al materialului inițial (în medie  $\mu=0,8$ );  
 $\alpha$  — înclinarea tamburului=unghiul între axă și orizontală, grade;  
 $H$  — grosimea stratului de material, cel mult egală cu dublul celor mai mari granule, m.

**7.1.4.5. Ciururi și site oscilante.** Mașinile de cernere oscilante sînt formate din: a) una sau mai multe rame (cînd sînt mai multe, ramele sînt dispuse în etaje) pe care sînt fixate suprafețele de cernere și b) din dispozitivul de acționare cu excentric sau arbore cotit, care produce mișcările oscilante — rectilinii, circulare sau eliptice, în planul sitei sau în planul perpendicular pe sită. Ramele sitelor sînt susținute de arcuri plane (fig. 7.4).

Pe sitele cu oscilații în plan vertical, materialul înaintează prin mici salturi care dau posibilitatea granulelor mici să ajungă la suprafața de cernere și să treacă prin ochiurile sitei.

O granulă care se găsește, la un anumit moment, în punctul  $M$  al suprafeței de cernere (fig. 7.5) este acționată de două forțe: 1) greutatea proprie (după verticală) și 2) forța centrifugă (în ipoteza oscilațiilor circulare), în

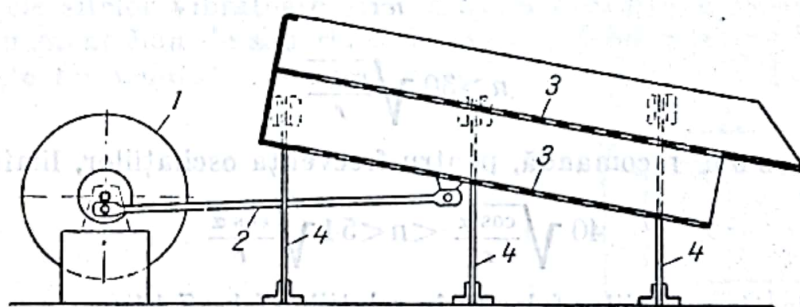


Fig. 7.4. Sita oscilantă cu două etaje:

1 — motor; 2 — braț excentric; 3 — site; 4 — arcuri.

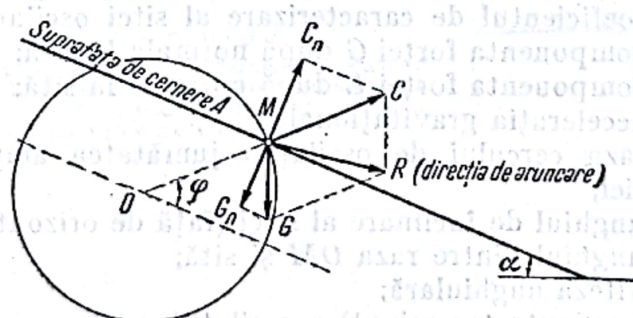


Fig. 7.5. Principiul funcționării sitelor oscilante.

direcția razei cercului după care oscilează punctul  $M$  la momentul considerat. Proiecțiile acestor forțe pe normala la planul sitei în punctul  $M$  sînt

$$G_n = G \cos \alpha \quad (7.5)$$

$$C_n = C \sin \alpha = \frac{G}{g} \omega^2 r \sin \varphi \quad (7.6)$$



Pentru ca granula să salte pe sită, condiția este

$$C_n > G_n \quad (7.7)$$

sau

$$\frac{\omega^2 r}{g} \sin \varphi > \cos \alpha \quad (7.8)$$

sau

$$Z \sin \varphi > \sin \alpha \quad (7.9)$$

Grupul  $\omega^2 r/g = C/G = Z$  analog cu factorul de eficacitate al centrifugelor (v. cap. 16.1) se numește *coeficientul de caracterizare al sitei oscilante* și reprezintă inversul criteriului de similitudine al lui Froude.

Din ecuația (7.8) rezultă

$$\sin \varphi > \frac{g}{\omega^2 r} \cos \alpha \quad (7.10)$$

sau

$$\sin \varphi > \frac{g}{\left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 r} \cos \alpha \quad (7.11)$$

sau, cu aproximație,

$$\sin \varphi > \frac{900}{n^2 r} \cos \alpha \quad (7.12)$$

cînd  $\varphi = 90^\circ$

$$n > 30 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{r}} \quad (7.13)$$

Levenson recomandă, pentru frecvența oscilațiilor, limitele:

$$40 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{r}} < n < 54 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{r}} \quad (7.14)$$

Semnificația notațiilor folosite în relațiile (7.1—7.14):

- $G$  este greutatea granulei;
- $C$  — forța centrifugă care acționează asupra granulei;
- $Z = C/G$  — coeficientul de caracterizare al sitei oscilante;
- $G_n$  — componenta forței  $G$  după normala la sită;
- $C_n$  — componenta forței  $C$  după normala la sită;
- $g$  — accelerația gravitațională;
- $r$  — raza cercului de oscilație = jumătatea amplitudinii oscilației;
- $\alpha$  — unghiul de înclinare al sitei (față de orizontală);
- $\varphi$  — unghiul dintre raza  $OM$  și sită;
- $\omega = 2\pi n/60$  — viteza unghiulară;
- $n$  — frecvența (pe minut) a oscilațiilor.

Valoarea optimă a unghiului  $\varphi$  rezultă din condiția ca durata saltului granulei să fie egală cu durata oscilației, ceea ce înseamnă că în momentul în care atinge, după un salt, suprafața sitei, ea primește impulsul pentru saltul următor.

În comparație cu sitele rotative, sitele oscilante au o producție mai mare, uzură mai mică a suprafeței de cernere și necesită un spațiu mai mic.

În tabelul 7.3 sînt date cîteva caracteristici ale sitei oscilante.



Tabelul 7.3

## Caracteristicile ale sitelor oscilante

|                                        |           |                   |
|----------------------------------------|-----------|-------------------|
| Înclinarea sitelor (unghiul $\alpha$ ) | 15–25     | grade             |
| Turația (frecvența oscilațiilor)       | 700–1 000 | min <sup>-1</sup> |
| Puterea motorului                      | 1,5–1,75  | kW                |
| Valoarea optimă a unghiului $\varphi$  | 18        | grade             |
| Coeficientul de caracterizare Z        | 3,30      | —                 |

**7.1.4.6. Site vibratoare.** Sitele oscilante, descrise anterior, au ramele de cernere legate rigid de dispozitivul de antrenare; forțele de inerție ale maselor în mișcarea lor alternativă, cu accelerări și frinări importante și dese, solicită intens piesele care alcătuiesc sitele și măresc consumul de energie.

La sitele vibratoare, legătura dintre ramele de cernere și dispozitivul de antrenare este elastică, prin intermediul unui arc, numit *arc de înmagazinare*. Acest arc reține energia din perioada încetării oscilației (până la punctul de întoarcere) și o eliberează în perioada de accelerare. Teoretic, pentru vibrarea sitei nu se consumă energie; practic, puterea necesară acționării sitei vibratoare este de aproximativ 10 ori mai mică decât cea a sitei rotative și de aproximativ 2,5 ori mai mică decât puterea necesară acționării sitelor oscilante.

Avantajele sitelor vibratoare sînt: consum redus de energie, trepidații minime, randament bun de separare; dezavantajul lor este sensibilitatea la variații bruște ale debitului de alimentare.

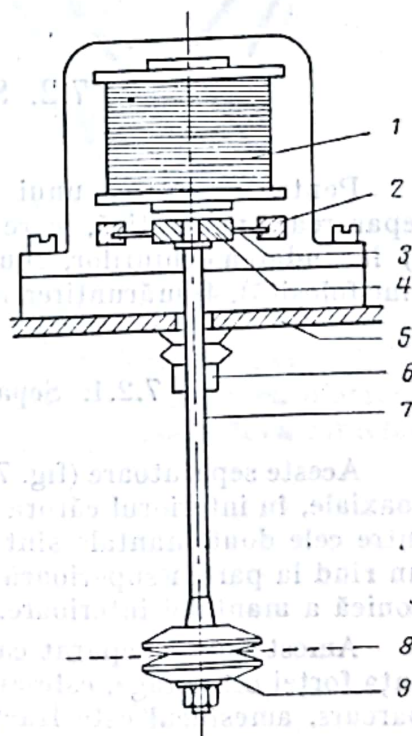


Fig. 7.6. Vibrator electromagnetic:

- 1 — electromagnet; 2 — suporturile lamelelor elastice;  
 3 — lamele elastice; 4 — indus; 5 — suportul vibratoarelor;  
 6 — burduf elastic; 7 — tijă vibratoare; 8 — sită;  
 9 — dispozitiv de prindere cu șurub.

a) *Sitele vibratoare cu ramă fixă* au rama (sau ramele) sitelor legate rigid de postament; numai sita propriu-zisă (suprafața de cernere) vibrează cu oscilații perpendiculare pe sită; oscilațiile sînt generate de vibratoare electromagnetice (fig. 7.6), distribuite pe suprafață.

Tabelul 7.4

## Caracteristici ale sitelor vibratoare cu ramă fixă

|                                   |           |                  |
|-----------------------------------|-----------|------------------|
| Puterea necesară acționării       | 500—1 000 | W/m <sup>2</sup> |
| Înclinarea sitei                  | 10—45     | grade            |
| Frecvența curentului electric     | 50        | Hz               |
| Tensiunea curentului electric     | 220       | V                |
| Puterea unui vibrator             | 35 sau 70 | W                |
| Frecvența de bază a unui vibrator | 100       | Hz               |

Pe lângă frecvența fundamentală a vibratorului, apar și frecvențe armonice (până la 2 500 Hz), favorabile operației de cernere.

Aceste mașini de cernere se disting prin producția mare, ca efect al vibrațiilor normale pe suprafața sitei, prin consum redus de energie, ca urmare a faptului că vibratoarele acționează direct asupra suprafeței sitei, celelalte părți ale mașinii rămânând imobile, și prin adaptabilitatea la diferite cerințe și condiții de cernere, realizabilă prin reglarea intensității de vibrație (amplitudinea vibrațiilor, numărul vibratoarelor).

În tabelul 7.4 sînt indicate cîteva caracteristici ale sitelor vibratoare cu ramă fixă și cu vibratoare electromagnetice. Standardele: STAS 9665/1-80... STAS 9665/4-80 și STAS 9665/5-74, toate referitoare la tipurile de ciururi vibrante și parametrii principali ai acestora dau detalii și date constructive și funcționale.

## 7.2. Separarea pneumatică

Pentru separarea unui amestec de pulbere și granule fine se folosește separarea pneumatică, care evită principalele inconveniente ale cernerii: 1) înfundarea ochiurilor, 2) uzarea sitelor, 3) aria mare a sitelor (nu totdeauna bine folosită), 4) mărunțirea nedorită a materialului în timpul cernerii.

### 7.2.1. Separatoare pneumatice centrifuge

Aceste separatoare (fig. 7.7) sînt formate din două mantale cilindro-conice coaxiale, în interiorul cărora se rotesc un disc de împrăștiere și un ventilator; între cele două mantale sînt două rinduri de jaluzele (deschideri ajustabile): un rind la partea superioară și altul la nivelul dintre partea cilindrică și cea conică a mantalei interioare.

Amestecul de separat cade pe discul de împrăștiere, de unde, sub influența forței centrifuge, este aruncat spre peretele mantalei interioare; pe acest parcurs, amestecul este fracționat pneumatic de curentul de aer produs de ventilatorul situat sub discul de împrăștiere, în două fracțiuni: fracțiunea cu granule mari, pentru care forța centrifugă și forța de gravitație sînt mai puternice, cade în conul mantalei interioare spre evacuare, iar fracțiunea fină, pentru care antrenarea curentului de aer fiind mai puternică, este luată de curent, trece în spațiul dintre cele două mantale prin jaluzelele superioare



și este evacuată prin vârful conului exterior. Aerul urmează un circuit închis: ventilator-spațiul de separare-jaluzele superioare-spațiul dintre cele două mantale-jaluzelele inferioare-ventilator.

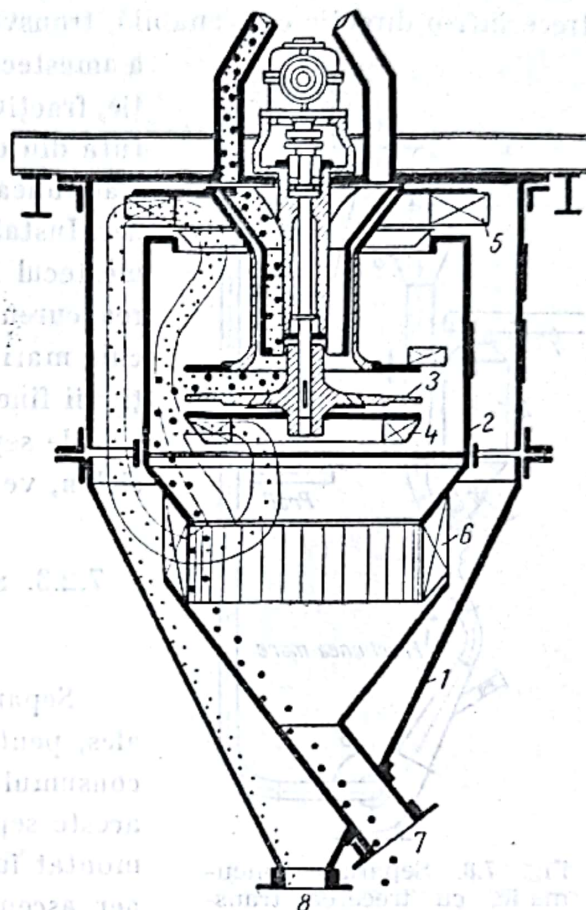


Fig. 7.7. Separator pneumatic centrifug:

1 — manta exterioară; 2 — manta interioară; 3 — disc de împrăștiere; 4 — paletelile ventilatorului; 5 — jaluzele superioare; 6 — jaluzele inferioare; 7 — ieșirea fracțiunii mari; 8 — ieșirea fracțiunii fine.

Producția și randamentul de separare depind de natura materialului și de granulometria amestecului și a fracțiunilor. În condiții favorabile se ating randamente de 95%. Astfel de separatoare se construiesc cu diametre între 400 și 3 500 mm. În tabelul 7.5 sînt date, ca exemplu, cîteva caracteristici ale unui separator pneumatic centrifug.

Tabelul 7.5

Caracteristicile unui separator pneumatic centrifug

|                                     |       |         |
|-------------------------------------|-------|---------|
| Diametrul exterior                  | 3 200 | mm      |
| Puterea necesară                    | 20,5  | kW      |
| Turația discului și ventilatorului  | 205   | rot/min |
| Producția (cărbune)                 | 8,4   | t/h     |
| Granulometria amestecului inițial   | 0—8   | mm      |
| Limita de separare                  | 0,5   | mm      |
| Fracțiune fină în amestecul inițial | 25    | %       |
| Fin în fracțiunea mare              | 3     | %       |
| Refuz în fracțiunea fină            | 12—18 | %       |
| Umiditatea fracțiunii fine          | 3—5   | %       |



### 7.2.2. Separatoare pneumatice cu trecerea transversală a aerului

Separatoarele de acest tip (fig. 7.8) au ca părți caracteristice un dozator al amestecului inițial și o cameră de separare prin care aerul (agentul separator) trece într-o direcție convenabilă, transversală în raport cu direcția de cădere

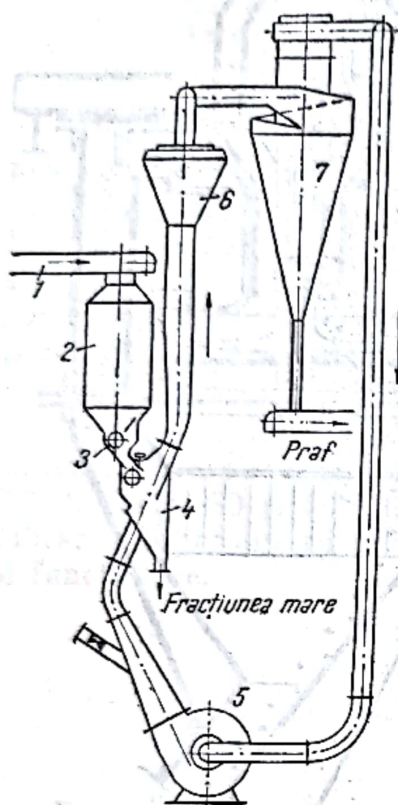


Fig. 7.8. Separator pneumatic, cu trecerea transversală a aerului:

- 1 — transportor; 2 — siloz;  
3 — dozator; 4 — spațiu de separare; 5 — ventilator; 6 — separator de granule mari antrenate de aer; 7 — ciclon pentru separarea fracțiunii fine.

a amestecului de separat. Prin această construcție, fracțiunea mare este numai cu puțin abătută din drumul de cădere verticală, pe când fracțiunea fină este antrenată în curentul de aer. Instalația mai cuprinde un siloz pentru amestecul inițial, un ventilator pentru generarea curentului de aer, un separator de particule mari și un ciclon pentru separarea fracțiunii fine; curentul de aer circulă — prin spațiul de separare, separatorul de granule mari, ciclon, ventilator — în circuit închis.

### 7.2.3. Separatoare pneumatice cu trecerea verticală a aerului

Separatoarele de acest tip servesc, mai ales, pentru mărirea producției și micșorarea consumului de energie. De cele mai multe ori, aceste separatoare, sub forma unui ventilator montat înăuntrul morii, creează un curent de aer ascendent care poate fi astfel potrivit încât să antreneze, spre ieșirea din moară, granulele care au atins finețea dorită; un ciclon exterior asigură separarea și recuperarea fracțiunii fine.

## BIBLIOGRAFIE

1. Austin, J. B. Methods of Representing Distribution of Particle Size. In: Ind. Eng. Chem. Anal. Ed., 11, 1930, p. 334.
2. Cabell, C. P. Screening. In: J. Perry, Chemical Engineers' Handbook, New York, McGraw-Hill, 1950.
3. Ilievici, A. P. Mekaniceskoe oboroduvani keramiceskih zavodov. Moscova, Promstroizdat, 1949.
4. Romadin, V. P. Prepararea prafului de cărbune (trad. din l. rusă). București, Editura Energetică de Stat, 1955.
5. Rumpf, H. (Herausgeber) Symposium Zerkleinern. Berlin, VDI-Verlag, 1962.

Partea a treia

# Curgerea și transportul fluidelor





## Cuprins

|                                                                                              |            |                                                                                                    |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Capitolul 8. Mecanica fluidelor .....</b>                                                 | <b>267</b> |                                                                                                    |     |
| 8.1. Fluide .....                                                                            | 267        | 8.3.1.7. Amestecuri de gaze .....                                                                  | 278 |
| 8.2. Statica fluidelor .....                                                                 | 268        | 8.3.1.8. Apă .....                                                                                 | 287 |
| 8.2.1. Echilibrul lichidelor .....                                                           | 268        | 8.3.1.9. Alte lichide .....                                                                        | 288 |
| 8.2.1.1. Presiunea hidrostatică .....                                                        | 268        | 8.3.1.10. Legea generală a linia-<br>rității funcțiilor chimi-<br>co-tehnice (Pavlov) ...          | 288 |
| 8.2.1.2. Ecuațiile lui Euler pen-<br>tru echilibrul fluidelor ...                            | 268        | a) Construcția diagra-<br>mei .....                                                                | 289 |
| 8.2.1.3. Principiul lui Arhimede .....                                                       | 271        | 8.3.1.11. Suspensii de concentra-<br>ție mică .....                                                | 290 |
| 8.2.1.4. Vase comunicante .....                                                              | 273        | 8.3.1.12. Emulsii .....                                                                            | 290 |
| 8.2.2. Manometre .....                                                                       | 274        | 8.3.2. Fluide newtoniene .....                                                                     | 290 |
| 8.2.2.1. Manometre cu tub U des-<br>chis .....                                               | 274        | 8.3.2.1. Reologia .....                                                                            | 291 |
| 8.2.2.2. Manometre cu tub U în-<br>chis .....                                                | 275        | a) Fluide cu caracteris-<br>tici reologice indepen-<br>dente de timp .....                         | 291 |
| 8.2.2.3. Barometre .....                                                                     | 275        | α) Fluide newtoniene .....                                                                         | 291 |
| 8.2.2.4. Manometre cu tub în-<br>clinat .....                                                | 275        | β) Lichide plastice<br>Bingham .....                                                               | 291 |
| 8.2.2.5. Manometre cu două li-<br>chide .....                                                | 275        | γ) Lichide pseudo-<br>plastice .....                                                               | 292 |
| 8.2.2.6. Micromanometre .....                                                                | 277        | δ) Lichide dilatante .....                                                                         | 292 |
| 8.2.2.7. Manometre cu balanță<br>inelară .....                                               | 278        | ε) Lichide plastice<br>reale .....                                                                 | 292 |
| 8.2.2.8. Manometre mecanice ...                                                              | 279        | b) Lichide cu caracte-<br>ristici reologice depen-<br>dente de timp .....                          | 292 |
| a) Manometrele cu tub<br>Bourdon .....                                                       | 279        | α) Lichide tixotropice .....                                                                       | 292 |
| b) Manometrele cu mem-<br>brană .....                                                        | 279        | β) lichide reopectice .....                                                                        | 293 |
| 8.2.3. Indicatoare de nivel .....                                                            | 279        | c) Materiale viscoelastice .....                                                                   | 293 |
| 8.2.3.1. Sticle de nivel .....                                                               | 280        | 8.3.3. Viscosimetre .....                                                                          | 293 |
| 8.2.3.2. Indicatoare de nivel cu<br>plutitor .....                                           | 280        | a) Viscosimetrele cu curgere .....                                                                 | 293 |
| 8.2.3.3. Indicatoare de nivel prin<br>barbotare de gaz .....                                 | 281        | b) Viscosimetrele cu tub ca-<br>pilar .....                                                        | 293 |
| 8.2.3.4. Indicatoare pentru ni-<br>velul de separare între<br>două lichide nemiscibile ..... | 281        | c) Viscosimetrele cu bilă... ..                                                                    | 293 |
| 8.2.4. Indicatoare de densitate ...                                                          | 282        | d) Viscosimetrele cu punte<br>hidraulică .....                                                     | 294 |
| 8.3. Dinamica fluidelor .....                                                                | 283        | e) Viscosimetrele rotative... ..                                                                   | 294 |
| 8.3.1. Viscositatea .....                                                                    | 283        | f) Viscosimetrele cu rotame-<br>tre .....                                                          | 294 |
| 8.3.1.1. Viscositatea dinamică ...                                                           | 283        | g) Viscosimetrele vibratoare<br>sau oscilante .....                                                | 294 |
| 8.3.1.2. Fluiditatea .....                                                                   | 284        | 8.3.4. Transferul momentului .....                                                                 | 294 |
| 8.3.1.3. Viscositatea (dinamică)<br>relativă .....                                           | 284        | 8.3.5. Regimuri de curgere .....                                                                   | 295 |
| 8.3.1.4. Viscositatea cinematică .....                                                       | 284        | 8.3.5.1. Curgere laminară și<br>curgere turbulentă .....                                           | 295 |
| 8.3.1.5. Date pentru viscositatea<br>gazelor, vaporilor și li-<br>chidelor .....             | 285        | a) Experiența demon-<br>strativă .....                                                             | 295 |
| a) Viscositatea gazelor .....                                                                | 285        | b) Criteriul Reynolds ... ..                                                                       | 296 |
| b) Aer și vaporii de apă .....                                                               | 286        | c) Repartizarea viteze-<br>lor în secțiunea trans-<br>versală a unei con-<br>ducte circulare ..... | 297 |
| 8.3.1.6. Variația viscozității cu<br>temperatura și cu pre-<br>siunea .....                  | 286        |                                                                                                    |     |



|                                                                                                                     |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| α) În curgerea laminară .....                                                                                       | 297 |
| β) În curgerea turbulentă .....                                                                                     | 298 |
| 8.3.5.2. Curgerea moleculară ...                                                                                    | 299 |
| 8.3.6. Ecuațiile fundamentale ale hidrodinamicii .....                                                              | 301 |
| 8.3.6.1. Debite .....                                                                                               | 301 |
| 8.3.6.2. Ecuații de continuitate .....                                                                              | 301 |
| a) Ecuațiile debitelor ...                                                                                          | 301 |
| b) Ecuații diferențiale de continuitate .....                                                                       | 302 |
| 8.3.6.3. Ecuația diferențială ale lui Euler pentru curgerea fluidelor .....                                         | 303 |
| 8.3.6.4. Ecuațiile Navier-Stokes pentru curgerea fluidelor reale .....                                              | 304 |
| a) Repartizarea vitezelor locale în curgerea lichidelor printr-o conductă, dedusă din ecuațiile Navier-Stokes ..... | 306 |
| 8.3.6.5. Ecuația lui Bernoulli pentru curgerea fluidelor .....                                                      | 307 |
| a) Forme particulare ale ecuației lui Bernoulli                                                                     | 309 |
| α) Curgerea izotermă a unui lichid.....                                                                             | 309 |
| β) Curgerea izotermă a lichidelor ideale                                                                            | 310 |
| γ) Curgerea izotermă a lichidelor printr-un orificiu în peretele recipientului .....                                | 310 |
| δ) Curgerea prin canale .....                                                                                       | 311 |
| e) Expandarea liberă                                                                                                | 311 |
| ζ) Curgerea unui fluid compresibil ...                                                                              | 311 |
| 8.3.7. Similitudine și analiza dimensională .....                                                                   | 311 |
| 8.3.7.1. Similitudine .....                                                                                         | 311 |
| 8.3.7.2. Analiză dimensională ...                                                                                   | 313 |
| 8.3.8. Frecare și cădere de presiune în conducte .....                                                              | 315 |
| 8.3.8.1. Ecuația lui Fanning.....                                                                                   | 315 |
| 8.3.8.2. Coeficientul de frecare al fluidelor necompresibile                                                        | 315 |
| a) Diagrama $\lambda$ , Re .....                                                                                    | 315 |
| α) Pentru regimul laminar .....                                                                                     | 317 |
| β) Pentru regimul turbulent, în conducte cu pereți netezi .....                                                     | 317 |
| γ) Pentru regimul turbulent, în conducte cu asperități                                                              | 318 |
| δ) Pentru apă .....                                                                                                 | 319 |
| b) Diametrul echivalent                                                                                             | 319 |

|                                                                            |     |
|----------------------------------------------------------------------------|-----|
| 8.3.9. Curgerea fluidelor compresibile .....                               | 321 |
| 8.3.9.1. Curgerea izotermă .....                                           | 322 |
| 8.3.9.2. Curgerea politropă .....                                          | 322 |
| 8.3.9.3. Curgerea adiabatică .....                                         | 323 |
| 8.3.9.4. Gaze reale și vapori .....                                        | 323 |
| 8.3.9.5. Formule empirice pentru curgerea gazelor prin conducte .....      | 323 |
| 8.3.9.6. Curgerea neizotermă ...                                           | 323 |
| 8.3.10. Pierderea de presiune în rezistențe hidraulice locale ...          | 324 |
| 8.3.10.1. Metoda aproximativă                                              | 324 |
| 8.3.10.2. Metoda precisă .....                                             | 325 |
| a) Coturi normale de 90° .....                                             | 325 |
| b) Curbe .....                                                             | 325 |
| c) Unghiuri .....                                                          | 326 |
| d) Teuri .....                                                             | 326 |
| e) Vane .....                                                              | 326 |
| f) Cana .....                                                              | 326 |
| g) Ventile .....                                                           | 326 |
| h) Îngustare bruscă de secțiune .....                                      | 326 |
| i) Lărgire bruscă de secțiune .....                                        | 326 |
| j) Lărgire continuă de secțiune .....                                      | 326 |
| k) Intrare în conductă                                                     | 328 |
| 8.3.11. Curgerea prin canale .....                                         | 328 |
| 8.3.12. Curgerea prin baraje, deversare și preaplinuri .....               | 328 |
| 8.3.13. Curgerea fluidelor prin straturi granulare și prin umpluturi ..... | 330 |
| 8.3.13.1. Umpluturi și corpuri de umplere .....                            | 330 |
| a) Materiale de formă neregulată .....                                     | 331 |
| b) Corpuri de umplere cu formă definită ...                                | 331 |
| c) Grătare suprapuse                                                       | 332 |
| 8.3.13.2. Definiții și proprietăți                                         | 332 |
| a) Viteza fictivă $w_f$ ...                                                | 332 |
| b) Permeabilitatea $K$                                                     | 332 |
| c) Reținerea sau saturația $S$ .....                                       | 333 |
| d) Saturația fixă $S_f$ ...                                                | 333 |
| e) Saturația reziduală $S_r$ .....                                         | 333 |
| f) Saturația efectivă $S_e$                                                | 333 |
| 8.3.13.3. Relații de curgere în straturi granulare .....                   | 333 |
| a) Straturi străbătute de un singur fluid ...                              | 333 |
| α) Metoda lui Rose                                                         | 333 |
| β) Metoda Javoronkov și Aerov .....                                        | 334 |
| γ) Metoda Brownell .....                                                   | 335 |
| δ) Metoda Ergun ...                                                        | 335 |
| e) Ecuația lui Leva                                                        | 336 |





|                                                                            |     |                                                                |     |
|----------------------------------------------------------------------------|-----|----------------------------------------------------------------|-----|
| b) Straturi străbătute de două fluide .....                                | 337 | 8.4.2.6. Debitmetrul termic<br>Thomas .....                    | 348 |
| α) Curgerea lichidului umectant ....                                       | 337 | 8.4.2.7. Baraje .....                                          | 349 |
| β) Curgerea lichidului neumectant ...                                      | 338 | 8.4.2.8. Rotametre .....                                       | 349 |
| c) Viteza de înecare...                                                    | 338 | a) Dimensionarea rotametrilor .....                            | 349 |
| 8.3.14. Curgerea peliculară .....                                          | 339 | b) Regimul de curgere .....                                    | 350 |
| 8.4. Măsurarea fluidelor în curgere...                                     | 340 | c) Diametrul maxim al flotorului .....                         | 350 |
| 8.4.1. Parametri de măsurare .....                                         | 340 | d) Greutatea flotorului .....                                  | 350 |
| 8.4.2. Instrumente de măsurare ...                                         | 341 | e) Schimbarea fluidului de măsurat .....                       | 351 |
| 8.4.2.1. Diafragme și duze pentru măsurarea vitezelor și a debitelor ..... | 341 | 8.4.2.9. Citometre .....                                       | 351 |
| 8.4.2.2. Tuburi Venturi .....                                              | 345 | 8.4.2.10. Contoare .....                                       | 351 |
| 8.4.2.3. Fluometrul Riesenfeld .....                                       | 345 | a) Contoare uscate pentru gaze .....                           | 351 |
| 8.4.2.4. Tuburi Pitot .....                                                | 345 | b) Contoare umede pentru gaze .....                            | 351 |
| 8.4.2.5. Anemometrul cu fir cald .....                                     | 347 | c) Contoare cu pistoane rotative .....                         | 352 |
|                                                                            |     | Bibliografie .....                                             | 352 |
| Capitolul 9. Conducte și armături.....                                     | 354 | 9.2. Legarea conductelor .....                                 | 362 |
| 9.1. Conducte .....                                                        | 354 | 9.2.1. Piese de legătură .....                                 | 362 |
| 9.1.1. Standardizarea conductelor .....                                    | 354 | 9.2.1.1. Mufe .....                                            | 362 |
| 9.1.1.1. Numere normale .....                                              | 354 | 9.2.1.2. Flanșe .....                                          | 362 |
| 9.1.1.2. Diametre nominale .....                                           | 355 | 9.3. Armături .....                                            | 364 |
| 9.1.1.3. Presiuni nominale și presiuni de încercare...                     | 355 | 9.3.1. Robinete .....                                          | 364 |
| 9.1.2. Traseul conductelor .....                                           | 357 | 9.3.1.1. Robinete cu cep .....                                 | 364 |
| 9.1.2.1. Norme pentru stabilirea traseului .....                           | 357 | 9.3.1.2. Robinete cu ventil .....                              | 364 |
| 9.1.2.2. Linii și culori convenționale pentru conducte .....               | 358 | 9.3.1.3. Vanele sau robinetele cu pană .....                   | 365 |
| 9.1.3. Diametrul conductelor .....                                         | 359 | 9.3.1.4. Alte tipuri .....                                     | 365 |
| 9.1.3.1. Diametrul optim .....                                             | 360 | 9.4. Materiale pentru conducte .....                           | 366 |
|                                                                            |     | Bibliografie .....                                             | 370 |
| Capitolul 10. Pompe pentru lichide ...                                     | 371 | 2. Debitul de volum maxim .....                                | 382 |
| 10.1. Aparate fără elemente mobile ...                                     | 372 | 3. Debitul de volum, mediu .....                               | 382 |
| 10.1.1. Sifoane .....                                                      | 372 | 4. Rezervoarele de amortizare sau camerele pneumatice .....    | 383 |
| 10.1.2. Montajuri .....                                                    | 374 | 10.2.2. Pompe cu piston plonjor ...                            | 384 |
| 10.1.3. Pompa Mammut sau gaz-lift .....                                    | 375 | 10.2.3. Pompe cu piston lichid .....                           | 384 |
| 10.1.4. Injectoare și ejectoare .....                                      | 377 | 10.2.4. Pompe cu diafragmă .....                               | 386 |
| 10.2. Pompe cu mișcări alternative...                                      | 378 | 10.2.5. Pompe de mină (tip Allweiler) .....                    | 386 |
| 10.2.1. Randamente, debite, putere .....                                   | 378 | 10.2.6. Pompe dozatoare .....                                  | 387 |
| 10.2.1.1. Randamente .....                                                 | 378 | 10.3. Pompe centrifuge .....                                   | 388 |
| a) Randamentul volumic .....                                               | 378 | 10.3.1. Teoria pompelor centrifuge .....                       | 390 |
| b) Randamentul hidraulic .....                                             | 379 | 10.3.1.1. Ecuația fundamentală a pompelor centrifuge .....     | 390 |
| c) Randamentul indicat .....                                               | 379 | 10.3.1.2. Influența unghiului $\beta_2$ .....                  | 391 |
| d) Randamentul mecanic .....                                               | 379 | 10.3.1.3. Comportarea pompelor centrifuge în funcționare ..... | 392 |
| e) Randamentul total .....                                                 | 379 | 10.3.1.4. Turația specifică .....                              | 395 |
| 10.2.1.2. Debitul de volum și debitul de masă .....                        | 379 | 10.3.2. Pompe simple de joasă presiune .....                   | 397 |
| 10.2.1.3. Puterea necesară .....                                           | 379 |                                                                |     |
| 10.2.1. Pompe cu piston .....                                              | 380 |                                                                |     |
| 1. Variația debitului la pompele cu piston .....                           | 381 |                                                                |     |

|                                                                                 |            |                                                                         |     |
|---------------------------------------------------------------------------------|------------|-------------------------------------------------------------------------|-----|
| 10.3.3. Pompe centrifuge cu împingere axială a lichidului .....                 | 399        | 10.3.10. Comparație între pompele centrifuge și pompele cu piston ..... | 404 |
| 10.3.4. Pompe centrifuge cu stator .....                                        | 399        | 10.4. Dispozitive rotative .....                                        | 405 |
| 10.3.5. Pompe centrifuge cu mai multe trepte (etaje) .....                      | 399        | 10.4.1. Pompe cu tambur excentric .....                                 | 405 |
| 10.3.6. Pompe centrifuge fără cutii de etanșare .....                           | 400        | 10.4.2. Pompe cu roți dințate .....                                     | 406 |
| 10.3.7. Pompe centrifuge cu pre-setupă conică .....                             | 401        | 10.4.3. Pompe cu pistoane rotative .....                                | 406 |
| 10.3.8. Pompe centrifuge autoaspiratoare .....                                  | 402        | 10.4.4. Pompa <i>Mono</i> .....                                         | 406 |
| 10.3.9. Calculul unei pompe centrifuge .....                                    | 403        | 10.4.5. Pompe peristaltice .....                                        | 407 |
| <b>Capitolul 11. Pompe pentru gaze.....</b>                                     | <b>410</b> | 10.5. Înălțimea de aspirație a pompelor .....                           | 408 |
| 11.1. Compresoare volumice alternative .....                                    | 411        | <i>Bibliografia</i> .....                                               | 449 |
| 11.1.1. Lucrul mecanic necesar compresorului .....                              | 411        | 11.4.1.9. Separatoarele de ulei și apă .....                            | 424 |
| 11.1.1.1. Comprimarea izotermă .....                                            | 413        | 11.4.2. Principii generale de proiectare .....                          | 424 |
| 11.1.1.2. Comprimarea adiabatică .....                                          | 413        | 11.4.3. Date constructive pentru compresoarele cu piston ...            | 424 |
| 11.1.1.3. Comprimarea politropă .....                                           | 413        | 11.4.4. Ungerea compresoarelor ...                                      | 427 |
| 11.2. Comprimarea în trepte .....                                               | 415        | 11.4.5. Compresoare verticale în echicurent .....                       | 427 |
| 11.2.1. Presiunile intermediare ...                                             | 416        | 11.4.6. Compresoare cu piston, fără contaminarea gazului cu ulei .....  | 428 |
| 11.2.1.1. Presiunile intermediare optime .....                                  | 416        | 11.5. Compresoare cu diafragmă .....                                    | 428 |
| 11.3. Diagrama reală a unui compresor cu piston .....                           | 419        | 11.6. Suflante .....                                                    | 428 |
| 11.3.1. Randamente .....                                                        | 420        | 11.6.1. Pompe (suflante) cu inel lichid .....                           | 429 |
| 11.3.1.1. Raporturi de debite ...                                               | 420        | 11.6.2. Suflante cu tambur și lamele culisante .....                    | 429 |
| a) Gradul de aspirație .....                                                    | 420        | 11.6.2.1. Cu lamele culisante în rotor .....                            | 429 |
| b) Randamentul de producție sau coeficientul de eficacitate al aspirației ..... | 420        | 11.6.2.2. Cu lamelă culisantă în stator .....                           | 429 |
| c) Gradul de utilizare .....                                                    | 420        | 11.6.3. Suflante cu pistoane rotative .....                             | 430 |
| 11.3.1.2. Randamentele de energie .....                                         | 420        | 11.6.4. Suflante elicoidale .....                                       | 431 |
| a) Randamentul mecanic .....                                                    | 421        | 11.7. Ventilatoare și turbocompresoare .....                            | 432 |
| b) Randamentul izoterm-indicat .....                                            | 421        | 11.7.1. Ventilatoare .....                                              | 432 |
| c) Randamentul izoterm-adiabatic .....                                          | 421        | 11.7.1.1. Ventilatoare axiale cu elice .....                            | 432 |
| d) Randamentul adiabatic-indicat .....                                          | 421        | 11.7.1.2. Ventilatoare centrifuge .....                                 | 432 |
| 11.4. Compresoare cu piston .....                                               | 421        | 11.7.1.3. Exhaustoare .....                                             | 432 |
| 11.4.1. Elemente constructive .....                                             | 421        | 11.7.2. Tipuri de ventilatoare centrifuge .....                         | 432 |
| 11.4.1.1. Sistemul de acționare .....                                           | 421        | 11.7.2.1. Ventilatoare cu palete radiale .....                          | 432 |
| 11.4.1.2. Cilindrii .....                                                       | 422        | 11.7.2.2. Ventilatoare cu palete curbate în sens invers rotației .....  | 432 |
| 11.4.1.3. Supapele .....                                                        | 422        | 11.7.2.3. Ventilatoare <i>Sirocco</i> ...                               | 432 |
| 11.4.1.4. Pistoanele .....                                                      | 422        | 11.7.3. Turbocompresoare .....                                          | 433 |
| 11.4.1.5. Canalele de admisie și de evacuare .....                              | 422        | 11.7.3.1. Turbocompresoare centrifuge .....                             | 433 |
| 11.4.1.6. Sistemul de răcire .....                                              | 422        | 11.7.3.2. Turbocompresoare axiale .....                                 | 435 |
| 11.4.1.7. Sistemul de comandă pentru supape .....                               | 422        |                                                                         |     |
| 11.4.1.8. Dispozitivul de reglare a debitului .....                             | 422        |                                                                         |     |



|                                                                   |            |
|-------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Capitolul 12. Pompe de vid .....</b>                           | <b>436</b> |
| <b>12.1. Tipuri de pompe de vid .....</b>                         | <b>436</b> |
| 12.1.1. Compresoare obișnuite .....                               | 436        |
| 12.1.2. Pompe (compresoare) de vid, cu egalizarea presiunii ..... | 436        |
| 12.1.3. Pompe de vid cu tambur excentric .....                    | 438        |
| 12.1.4. Pompe cu tambur rotativ și palete .....                   | 438        |
| 12.1.5. Ejectoare .....                                           | 439        |
| 12.1.6. Ejectoare cu mai multe trepte .....                       | 439        |
| 12.1.7. Ejectoare cu vapori de mercur .....                       | 440        |
| 12.1.8. Pompa moleculară <i>Holweck</i> .....                     | 440        |

|                                                            |            |
|------------------------------------------------------------|------------|
| 12.1.9. Pompe de difuziune .....                           | 441        |
| 12.2. Neetanșeități și detectarea neetanșeităților .....   | 443        |
| 12.3. Alegerea pompelor de vid .....                       | 444        |
| 12.4. Instalația de vid înaintat .....                     | 445        |
| 12.5. Vacuumetre .....                                     | 446        |
| 12.5.1. Vacuumetrul <i>McLeod</i> .....                    | 446        |
| 12.5.2. Vacuumetrul <i>Knudsen</i> .....                   | 447        |
| 12.5.3. Vacuumetrul <i>Pirani</i> .....                    | 447        |
| 12.5.4. Vacuumetrul rotativ .....                          | 447        |
| 12.5.5. Vacuumetrul de ionizare cu filament cald .....     | 448        |
| 12.5.6. <i>Alfatronul</i> .....                            | 448        |
| 12.5.7. Vacuumetrul cu catod rece ( <i>Philips</i> ) ..... | 448        |
| <b>Bibliografie la capitolele 13, 14 și 15 .....</b>       | <b>449</b> |

## Mecanica fluidelor

### 8.1. Fluide

Fluidele sînt medii caracterizate prin: a) mobilitate mare, b) rezistență la rupere practic nulă și, ca urmare, c) deformare ușoară (lipsa unei forme proprii).

Fluidele sînt de două categorii: lichide și gaze.

Din punct de vedere fizic, starea lichidă și starea gazoasă se deosebesc între ele prin efectele temperaturii și ale presiunii, definite prin:

— coeficientul de temperatură al dilatației cubice izobare:

$$\beta_T = \frac{1}{V} \left( \frac{dV}{dT} \right)_p \quad (8.1)$$

— coeficientul de compresibilitate izotermă:

$$\beta_p = \frac{1}{V} \left( \frac{dV}{dp} \right)_T \quad (8.2)$$

La lichide, dilatarea termică și compresibilitatea sînt mult mai mici decît la gaze.

Pentru starea gazoasă se face deosebire între gaze permanente (necondensabile) și vapori (pentru vapori de apă — abur), după cum temperatura lor este superioară sau inferioară temperaturii critice. La punctul critic, proprietățile lichidului și vaporilor devin identice (valori egale).

La concentrații mici ale fazei dispersate (v. cap. 4.1), sistemele disperse lichide și gazoase se comportă ca fluide.

Mecanica fluidelor cuprinde considerațiile teoretice și verificările experimentale care prevăd, explică și măsoară fenomenele în medii lichide și gazoase. Statica fluidelor și dinamica fluidelor se referă, respectiv la fluidele în repaus și în mișcare. Termenii de hidraulică<sup>1</sup>, hidrostatică, hidrodinamică, aerostatică, aerodinamică, deși etimologic se referă la studii asupra stării și mișcării apei și aerului, sînt folosiți și în legătură cu alte lichide și gaze.

Pentru rezolvarea problemelor sale, mecanica fluidelor lucrează cu modele fizice care idealizează și simplifică proprietățile fluidelor practice. Modelul cel mai simplu este fluidul ideal definit ca un mediu omogen, infinit divizibil, deformabil fără rezistență cînd deformarea se face cu viteza finită. Un alt model este fluidul real definit tot ca mediu omogen, infinit divizibil, dar care

<sup>1</sup> STAS 3061-74: Hidraulică. Terminologie, simboluri, unități de măsură.



opune rezistență la deformare. Aceste două modele, foarte utile din punctul de vedere al tratării matematice, nu corespund *fluidului practic*, a cărui constituție moleculară nu satisface condițiile de omogenitate și de divizibilitate decât la scară microscopică. De aceea, pentru considerații la scară moleculară modelele simplificate precedente nu mai sînt acceptabile și trebuie să se recurgă la fluidul practic cu structură moleculară.

## 8.2. Statica fluidelor

Starea de repaus a fluidelor se definește prin inexistența vitezelor în masa fluidului, față de peretele recipientului (cu desconsiderarea mișcărilor moleculare). Din statica fluidelor vor fi discutate numai cîteva aspecte care au aplicații în capitolele următoare.

### 8.2.1. Echilibrul lichidelor

**8.2.1.1. Presiunea hidrostatică.** Ca efect al mișcării moleculare, în masa unui fluid se produc ciocniri între molecule; efectele ciocnirilor dintre moleculele fluidului se anulează statistic. Ciocnirile moleculelor cu o suprafață interioară sau cu peretele recipientului generează o forță care, combinată cu forțe de masă (greutate, forță centrifugă), dau o rezultantă  $F$ . Această rezultantă, acționînd asupra ariei  $A$ , produce o presiune  $p$  numită *presiune hidrostatică*:

$$p = \frac{F}{A} \quad (8.3)$$

Cînd suprafața este curbă sau cînd presiunea hidrostatică este variabilă, raționamentul se face asupra unei arii infinitezimale  $dA$  asupra căreia acționează forța  $dF$ ; ecuația (8.3) devine:

$$p = \frac{dF}{dA} \quad (8.4)$$

Indiferent de poziția suprafeței, forța generatoare a presiunii hidrostatice este dirijată perpendicular pe suprafață deoarece, dacă această forță ar acționa după un unghi diferit de  $90^\circ$ , ea ar da o componentă tangențială (în planul suprafeței), care ar imprima suprafeței o mișcare, în contradicție cu ipoteza de repaus a hidrostaticii.

**8.2.1.2. Ecuațiile lui Euler pentru echilibrul fluidelor.** În interiorul unui fluid presiunea hidrostatică variază de la punct la punct. Ecuația care reprezintă această variație este de forma  $p = f(x, y, z)$ , unde  $x, y, z$  sînt coordonatele unui punct oarecare din interiorul fluidului, considerat în repaus.

Forma diferențială a ecuației căutate este:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (8.5)$$

în care derivatele parțiale  $\partial p / \partial x$ ,  $\partial p / \partial y$ ,  $\partial p / \partial z$  reprezintă gradientii presiunii hidrostatice după direcțiile axelor de coordonate.



Gradientul unei mărimi  $M$  care variază pe direcția  $x$  este limita raportului dintre variația  $\Delta M$  a mărimii și distanța  $\Delta x$  pe care se consideră această variație, când  $\Delta x$  tinde către zero:

$$\text{grad } M = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta x} = \frac{dM}{dX} \quad (8.6)$$

Pentru deducerea gradientilor de presiune din ecuația (8.5) se imaginează — delimitat înăuntrul fluidului — un paralelogram infinitezimal, de volum  $dV$ , cu muchiile de lungime  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$ , paralele cu axele de coordonate, axa  $z$  fiind verticală și cu sensul pozitiv de sus în jos (fig. 8.1).

În figură sînt însemnate forțele care generează presiunile hidrostatice pe fețele paralelipipedului, de exemplu:

— pe fața din stînga, a cărei arie este  $dy, dz$ , forța  $p_x dy dz$ , în direcție perpendiculară pe această față a paralelipipedului;

— pe fața din dreapta, a cărei arie este tot  $dy, dz$ , forța  $\left(p_x + \frac{\partial p_x}{\partial x} dx\right)$ , unde  $\frac{\partial p_x}{\partial x} dx$  arată creșterea presiunii  $p_x$  pe distanța  $dx$ .

La aceste forțe rezultate din presiuni, se adaugă forța de masă  $dG$ , corespunzătoare greutateii lichidului (de densitate  $\rho$ ) din interiorul paralelipipedului, cu punctul de aplicație în centrul paralelipipedului, în direcția și în sensul axei  $z$ :

$$dG = g\rho dV = g\rho dx dy dz.$$

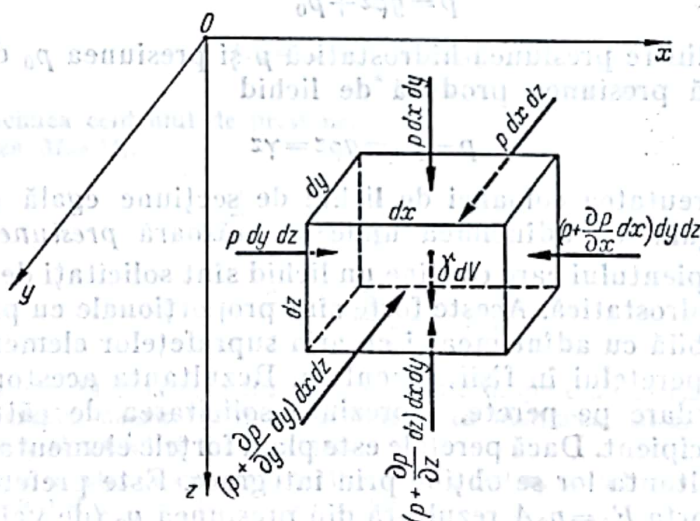


Fig. 8.1. Paralelipiped elementar pentru deducerea ecuațiilor lui Euler.

Deoarece fluidul este în repaus, aceste forțe se echilibrează și, ca urmare, suma proiecțiilor forțelor pe axele de coordonate este nulă:

$$\begin{aligned} & \text{— pe axa } x: p_x dy dz - \left(p_x + \frac{\partial p_x}{\partial x} dx\right) dy dz = 0 \\ & \text{— pe axa } y: p_y dx dz - \left(p_y + \frac{\partial p_y}{\partial y} dy\right) dx dz = 0 \\ & \text{— pe axa } z: p_z dx dy - \left(p_z + \frac{\partial p_z}{\partial z} dz\right) dx dy + g\rho dx dy dz = 0 \end{aligned} \quad (8.7)$$

După simplificări, ecuațiile (8.7) devin:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p_x}{\partial x} &= 0 \\ \frac{\partial p_y}{\partial y} &= 0 \\ \frac{\partial p_z}{\partial z} - g\rho &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8.8)$$

valabile pentru echilibrul fluidului în câmpul terestru de gravitație. Printr-un raționament analog, în coordonatele cilindrice, se pot obține ecuațiile pentru un fluid în câmp centrifug (lichidul dintr-o centrifugă).

Introducând rezultatele din ecuațiile (8.8) în ecuația (8.5), rezultă:

$$dp = g\rho dz \quad (8.9)$$

Dacă densitatea este constantă în toată masa fluidului, se obține prin integrare:

$$p = g\rho z + C \quad (8.10)$$

Valoarea constantei de integrare se găsește dacă se cunoaște  $p$  la o adâncime oarecare  $z$ ; de exemplu, dacă  $p_0$  este presiunea la suprafața lichidului ( $z_0=0$ ), se obține  $p_0=C$ , iar ecuația (8.10) devine:

$$p = g\rho z + p_0 \quad (8.11)$$

Diferența dintre presiunea hidrostatică  $p$  și presiunea  $p_0$  de la suprafața lichidului, adică presiunea produsă de lichid

$$p - p_0 = g\rho z = \gamma z \quad (8.12)$$

este egală cu greutatea coloanei de lichid de secțiune egală cu unitatea și de înălțime egală cu adâncimea unde se măsoară *presiunea piezometrică*.

Pereții recipientului care conține un lichid sînt solicitați de forțe rezultate din presiunea hidrostatică. Aceste forțe sînt proporționale cu presiunea hidrostatică  $p$ , variabilă cu adâncimea și cu aria suprafețelor elementare rezultate din împărțirea peretelui în fișii orizontale. Rezultanta acestor forțe elementare, perpendiculare pe perete, reprezintă solicitarea de către lichid și de presiunea din recipient. Dacă peretele este plan, forțele elementare sînt paralele între ele și rezultanta lor se obține prin integrare. Este preferabil să se considere separat forța  $F_0 = p_0 A$  rezultată din presiunea  $p_0$  (de valoare constantă pe întreaga arie  $A$ , și cu punct de aplicație în centrul de greutate al ariei peretelui) și, separat, forța provenită din presiunea  $(p - p_0)$  a lichidului; punctul de aplicație al acestei din urmă forțe se numește *centru de presiune*.

*Exemplu.* Să se găsească forța care solicită peretele unui rezervor cu secțiune pătrată și centrul de presiune corespunzător.

Se cunosc: înălțimea rezervorului  $I=2,5$  m, înălțimea lichidului în rezervor  $I_1=2$  m, lungimea muchiilor orizontale  $a=1,5$  m, densitatea lichidului  $\rho=1\,200$  kg/m<sup>3</sup> și presiunea din rezervor (deasupra lichidului)  $p_0=2 \cdot 10^5$  Pa.

Forța  $F_0$  corespunzătoare presiunii  $p_0$  din rezervor este:

$$F_0 = p_0 A = p_0 a I = 2 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 2,5 = 7,50 \cdot 10^5 \text{ N}$$



Forța elementară rezultată din presiunea lichidului acționând pe o fișie orizontală de grosimea  $dz$  din înălțimea peretelui, aflată la adâncimea  $z$ , este

$$dF = (p - p_0)dA = \rho g z dz$$

Prin integrare între limitele 0 și  $I_1$  se obține forța corespunzătoare presiunii lichidului pe partea ocupată de lichid a peretelui.

$$F = \rho g \int_0^{I_1} z dz = \frac{1}{2} \rho g I_1^2 = \frac{1}{2} 1,5 \cdot 9,81 \cdot 1200 \cdot 2^2 = 0,353 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Forța totală care solicită peretele rezervorului este:

$$F_t = F_0 + F = 7,50 \cdot 10^5 + 0,353 \cdot 10^5 = 7,853 \cdot 10^5 \text{ N}$$

Centrul de presiune se găsește egalind suma momentelor forțelor elementare  $dF$  cu momentul rezultantei lor  $F$ , toate momentele fiind considerate în raport cu un punct arbitrar din planul peretelui, de exemplu punctul median al peretelui, la suprafața lichidului.

Momentul forței elementare  $dF$  este:

$$dM = 2(p - p_0)dA = \rho g z^2 dz$$

Integrând, se obține suma momentelor forțelor elementare:

$$M = \rho g \int_0^{I_1} z^2 dz = \frac{1}{3} \rho g I_1^3$$

Momentul rezultantei  $F$  este:

$$M_r = z_c F = \frac{1}{2} \rho g z_c I_1^2$$

unde  $z_c$  este adâncimea centrului de presiune.

Din egalitatea  $M = M_r$ ,

$$\frac{1}{3} \rho g I_1^3 = \frac{1}{2} \rho g z_c I_1^2$$

rezultă

$$z_c = \frac{2}{3} I_1 = \frac{2}{3} 2 = 1,33 \text{ m}$$

**Exemplu.** La pag. 14 ecuația (8.10) a fost integrată în ipoteza densității constante a fluidului. În acest exemplu, densitatea fluidului variază cu înălțimea. În alte cazuri densitatea poate varia ca efect al variației temperaturii.

Să se determine presiunea aerului la înălțimea de 1 000 m, dacă la nivelul mării presiunea este normală ( $1,013 \cdot 10^5$  Pa) și temperatura  $20^\circ\text{C}$ .

Punând în ecuația (8.10)

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{M}{V} = \frac{p}{RT} M$$

se obține,

$$dp = -g \frac{p}{RT} M dz$$

cu

$$\frac{dp}{p} = -g \frac{1}{RT} M dz$$



S-a introdus semnul minus pentru că, față de ecuația (8.10), s-a schimbat sensul axei  $z$ . Prin integrare, rezultă

$$\ln \frac{p}{p_0} = -g \frac{1}{RT} M(z - z_0) \quad (8.13)$$

sau

$$p = p_0 e^{-g \frac{z - z_0}{RT} M}$$

În aceste ecuații, notațiile au următoarele semnificații:

- $v$  este volumul specific al gazului;
- $V$  — volumul molar al gazului;
- $M$  — masa moleculară a gazului (pentru aer  $M = 0,0290$  kg/mol);
- $R$  — constanta universală a gazelor  $= 8,315$  J/(mol · K);
- $T$  — temperatura absolută (aici  $273 + 20 = 293$  K);
- $p_0$  — presiunea la înălțimea  $z_0$  (aici  $1,013 \cdot 10^5$  Pa);
- $z_0$  — înălțimea la care se cunoaște  $p_0$  (aici  $z_0 = 0$ );
- $p$  — presiunea la înălțimea  $z = 1\,000$  m.

Cu datele problemei, ecuația (8.13) devine:

$$g \frac{p_0}{p} = \frac{1}{2,303} \frac{9,81 \cdot 1\,000 \cdot 0,029}{8,315 \cdot 293} = 0,05070$$

$$\frac{p_1}{p} = 1,124$$

$$p = \frac{1,013 \cdot 10^5}{1,124} = 0,9012 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

**8.2.1.3. Principiul lui Arhimede.** Asupra unui corp solid afundat într-un fluid, efectul presiunii hidrostatice apare ca o forță  $F$  definită prin următoarele caracteristici: direcția verticală, sensul de jos în sus, punctul de aplicație în centrul de greutate al corpului afundat, valoarea egală cu greutatea  $G$  a fluidului deslocuit.

Principiul lui Arhimede se deduce aplicând ecuația fundamentală a echilibrului hidrostatic (8.12).

Fie de exemplu, un corp paralelipipedic, cu două fețe orizontale, afundat într-un lichid cu densitatea  $\rho$ . Forțele rezultate din presiunea hidrostatică pe fețele laterale ale paralelipipedului se echilibrează două câte două, ca egale și opuse. Pe fețele orizontale ale paralelipipedului, forțele sînt:

— pe fața superioară:  $F_s = p_s A = (z_s g \rho + p_0) A$

— pe fața inferioară:  $F_i = p_i A = (z_i g \rho + p_0) A$

unde:  $p_s$  și  $p_i$  sînt presiunile hidrostatice pe fețele superioară și inferioară,  $A$  este aria fiecărei din aceste fețe,  $p_0$  presiunea la suprafața lichidului,  $z_s$  și  $z_i$  adîncimile la care se găsesc fața superioară și respectiv, fața inferioară ale paralelipipedului.

Notînd cu  $I$  înălțimea și cu  $V$  volumul paralelipipedului, cu  $F$  diferența celor două forțe, și cu  $G$ , greutatea volumului  $V$  de lichid, se obține:

$$z_i - z_s = I$$

$$F = F_i - F_s = (z_i - z_s) g \rho A = g \rho A I = g \rho V = G.$$

Rezultatul:  $F = G$  este același, oricare ar fi forma solidului afundat.

8.2.1.4. Vase comunicante. Vasele 1 și 2 din fig. 8.2, unite printr-o conductă de legătură, sînt vase comunicante.

Presiunile exercitate de lichide, la nivelul 0 sînt:

— în vasul 1:  $p_1 = p_{0,1} + g\rho_1 z_1$

— în vasul 2:  $p_2 = p_{0,2} + g\rho_2 z_2$

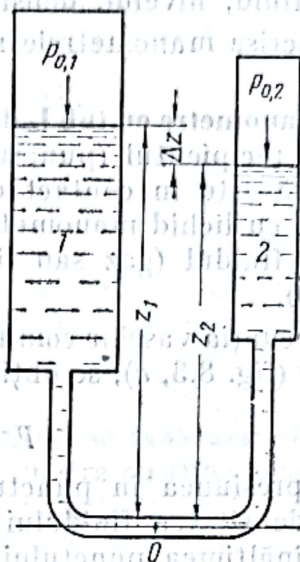


Fig. 8.2. Vase comunicante.

În aceste ecuații  $p_{0,1}$  și  $p_{0,2}$  sînt presiunile la nivelul superior (deasupra lichidelor),  $\rho_1$  și  $\rho_2$  sînt densitățile lichidelor, iar  $z_1$  și  $z_2$  înălțimile nivelelor superioare față de nivelul 0.

Cînd sistemul este în echilibru,  $p_1 = p_2$ , adică

$$p_{0,1} + g\rho_1 z_1 = p_{0,2} + g\rho_2 z_2 \quad (8.14)$$

Sînt interesante următoarele cazuri particulare:

— Cînd vasele comunicante conțin același lichid ( $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ ) și presiunile la nivelul superior sînt egale ( $p_{0,1} = p_{0,2} = p_0$ ) ca, de exemplu, în vase comunicante deschise, ecuația (8.14) devine:

$$z_1 = z_2 \quad (8.15)$$

— Cînd lichidul este același dar presiunile  $p_{0,1}$  și  $p_{0,2}$  sînt diferite:

$$p_{0,1} - p_{0,2} = g\rho(z_2 - z_1) \quad (8.16)$$

sau

$$p_{0,1} - p_{0,2} = g\rho\Delta z$$

Densitatea lichidului  $\Delta z$  devine o măsură a diferenței dintre presiunile din vasele comunicante.

— Cînd lichidele sînt diferite și presiunile la suprafața lichidelor sînt egale ( $p_{0,1} = p_{0,2}$ ).

$$\rho_1 z_1 = \rho_2 z_2$$

sau

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (8.18)$$

adică, raportul înălțimilor lichidului în cele două vase comunicante este egal cu inversul raportului dintre densitățile lichidelor.



### 8.2.2. Manometre

Manometrele sînt instrumente care măsoară presiunea sau diferența dintre două presiuni; în ultimul caz ele se numesc *manometre diferențiale*. Adesea manometrele servesc pentru măsurarea indirectă a altor mărimi (debitul unui fluid, nivelul, densitatea).

Vor fi descrise manometrele mai importante folosite în laborator și în industrie.

**8.2.2.1. Manometre cu tub U deschis.** Una din ramurile tubului U (fig. 8.3) este legată cu recipientul (punctul A) în care presiunea trebuie măsurată, cealaltă ramură este în contact cu atmosfera (tub deschis). Tubul U este parțial umplut cu lichid manometric; ramura legată cu recipientul se umple de la sine cu fluidul (gaz sau lichid) a cărui presiune se măsoară (v. și STAS 6526-80).

Aplicînd ecuația vaselor comunicante (8.14) în care înălțimile se socotesc de la nivelul 0 (fig. 8.3, a), se obține:

$$p + g\rho z = p_a + g\rho_m \Delta z \quad (8.19)$$

unde:  $p$  este presiunea în punctul A;

$\rho$  — densitatea fluidului a cărui presiune se măsoară;

$z$  — înălțimea punctului A față de nivelul lichidului manometric în ramura legată la recipient;

$p_a$  — presiunea atmosferică;

$\rho_m$  — densitatea lichidului manometric;

$\Delta z$  — diferența de nivel a lichidului manometric.

Cînd se măsoară presiunea unui gaz la presiuni nu prea mari ( $\rho$  neglijabil) ecuația (8.19) devine:

$$p = p_a + g\rho_m \Delta z \quad (8.20)$$

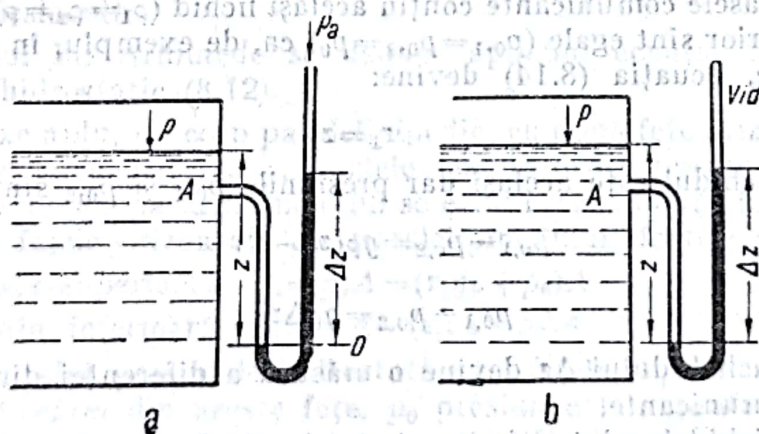


Fig. 8.3. Manometre:

a — cu tub deschis; b — cu tub închis.

Suprapresiunea  $p_e$  este:

$$p_e = p - p_a = g\rho_m \Delta z$$

Ca lichide manometrice se folosesc: mercurul, apa, alcoolul etilic colorat ș.a.



8.2.2.2. **Manometre cu tub U închis.** Aceste manometre au una din ramurile tubului închisă (fig. 8.3, b); ele măsoară direct presiunea absolută a fluidului în punctul în care este legată ramura deschisă. Deasupra lichidului din ramura închisă, presiunea este egală cu presiunea de vapori a lichidului manometric (la temperatura manometrului). Dacă lichidul manometric este mercurul, presiunea de vapori ( $0,025 \text{ Pa} = 0,185 \cdot 10^{-3} \text{ torr}$ , la  $20^\circ\text{C}$ ) este neglijabilă pentru măsurătorile curente, și ecuația (8.19) devine:

$$p + g\rho z = g\rho_m \Delta Z,$$

iar ecuația (8.20)

$$p = g\rho_m \Delta Z$$

8.2.2.3. **Barometre.** Pentru măsurarea presiunii atmosferice se folosesc barometrele; ele sînt, în principiu, manometre cu tub închis. Indicațiile citite se corectează, cu ajutorul tabelelor, pentru aducerea lungimii coloanei de mercur la temperatura de  $0^\circ\text{C}$ .

8.2.2.4. **Manometre cu tub înclinat.** Cînd se măsoară presiuni mici sau diferențe mici de presiune se folosesc manometre cu tub închis. Sînt formate dintr-un rezervor în legătură, la partea lui inferioară, cu un tub înclinat (fig. 8.4). Secțiunea rezervorului este destul de mare pentru ca variația de volum a lichidului manometric în tubul înclinat să nu influențeze sensibil nivelul din rezervor.

Pentru măsurarea presiunii unui gaz, ecuația (8.20) devine

$$p = p_a + g\rho_m \Delta Z = p_a + g\rho_m \Delta l \sin \alpha$$

unde:  $\Delta Z$  este denivelarea, măsurată pe verticală a lichidului manometric;

$\Delta l$  — deplasarea meniscului lichidului manometric, citită pe tubul înclinat;

$\alpha$  — unghiul tubului înclinat cu orizontala.

Lichidul manometric este, de obicei, alcoolul etilic colorat și adus, prin diluare cu apă, la densitatea de  $0,800 \text{ kg/dm}^3$ . Aceste instrumente sînt prevăzute cu nivelă de apă sau cu „fir cu plumb“ pentru controlul poziției.

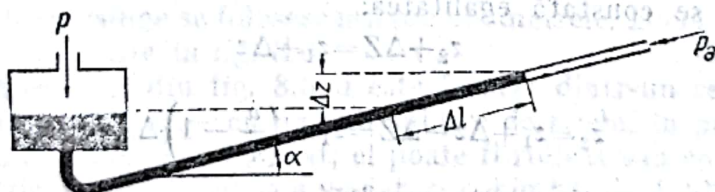


Fig. 8.4. Principiul manometrului cu tub înclinat.

8.2.2.5. **Manometre cu două lichide.** Aceste manometre, folosite pentru măsurarea diferențelor mici de presiune, sînt formate din două rezervoare cilindrice de diametru relativ mare, legate la partea lor inferioară printr-un tub subțire. Ele conțin fiecare cîte un lichid diferit; lichidele manometrice sînt nemiscibile și de densități diferite. Sînt posibile cele două variante arătate în fig. 8.5.

În fig. 8.5, a, ambele rezervoare conțin același lichid 1; tubul de legătură este plin la jumătatea înălțimii lui, cu lichidul 2 (mai greu). Se consideră, pentru simplificarea demonstrației, că atunci când  $p_{0,1} = p_{0,2}$ , lichidul din ambele rezervoare se află la același nivel, rezultă că și nivelul lichidului greu în ramurile tubului de legătură este același.

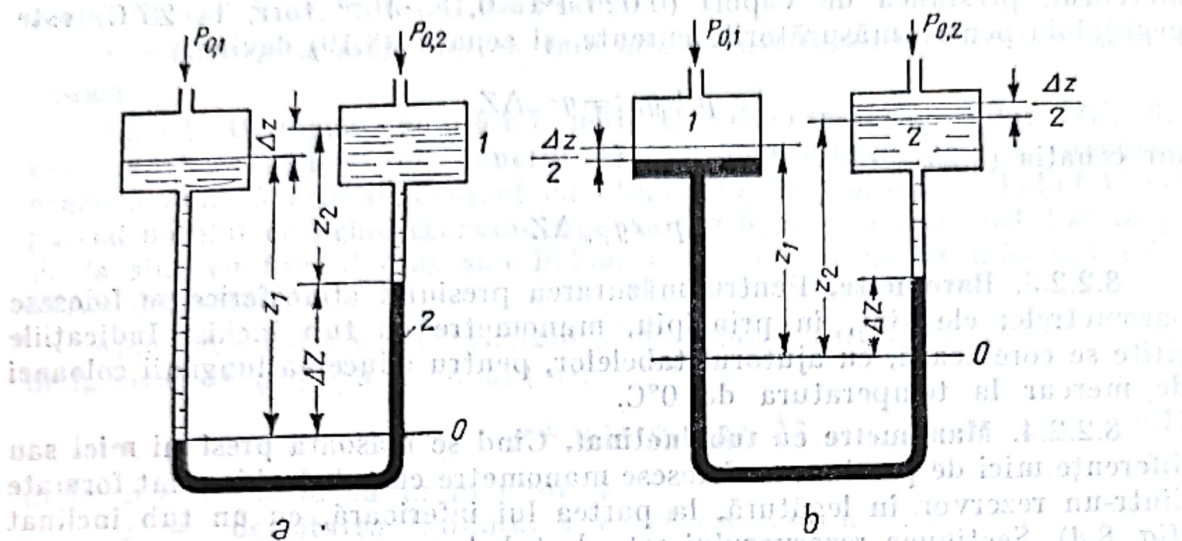


Fig. 8.5. Manometre cu două lichide.

Când  $p_{0,1} \neq p_{0,2}$ , lichidele se denivelează ca în fig. 8.5, a. Aplicând ecuația fundamentală a echilibrului lichidelor, se obține:

$$p_{0,1} + g\rho_u z_1 = p_{0,2} + g\rho_u z_2 + g\rho_g \Delta Z \quad (8.21)$$

unde  $\rho_u$  este densitatea lichidului ușor, iar  $\rho_g$  este densitatea lichidului greu.

Din ramura stângă a trecut în ramura dreaptă cantitatea de lichid corespunzătoare denivelării lichidului greu, adică  $a\Delta Z$ , unde  $a$  este aria secțiunii tubului de legătură. Dacă  $A$  este aria secțiunii rezervoarelor, denivelarea  $\Delta z$  din rezervor este:

$$\Delta z = \frac{a}{A} \Delta Z \quad (8.22)$$

În figură se constată egalitatea:

$$z_2 + \Delta z = z_1 + \Delta z$$

sau

$$z_2 = z_1 + \Delta z - \Delta z = z_1 + \left(\frac{a}{A} - 1\right) \Delta Z$$

Înlocuind în ecuația (8.21), rezultă

$$p_{0,1} + g\rho_u z_1 = p_{0,2} + g\rho_u z_1 + g\left[\rho_u \left(\frac{a}{A} - 1\right) + \rho_g\right] \Delta Z$$

sau

$$p_{0,1} - p_{0,2} = g\left[\rho_g - \rho_u \left(1 - \frac{a}{A}\right)\right] \Delta Z$$

dacă  $a/A$  este neglijabil față de 1,

$$p_{0,1} - p_{0,2} = g(\rho_g - \rho_u) \Delta Z \quad (8.23)$$



Precizia măsurării este cu atât mai mare cu cât densitățile celor două lichide sînt mai apropiate între ele.

Rezervoarele reprezentate în fig. 8.5, *b* conțin lichide diferite: lichidul mai greu din rezervorul 1 ajunge pînă în partea inferioară a ramurii corespunzătoare rezervorului 2.

Cînd  $p_{0,1} = p_{0,2}$ , ecuația vaselor comunicante (8.18), cu lichide diferite, este:

$$\rho_g z_1 = \rho_u z_2 \quad (8.24)$$

Cînd  $p_{0,1} \neq p_{0,2}$ , se obține, aplicînd ecuația (8.21):

$$p_{0,1} + g\rho_g \left( z_1 - \frac{\Delta z}{2} \right) = p_{0,2} + g\rho_g \Delta Z + g\rho_u \left( z_2 - \Delta Z + \frac{\Delta z}{2} \right) \quad (8.25)$$

$\Delta z$  fiind creșterea denivelării lichidelor în rezervoare din cauza trecerii lichidului greu în ramura din dreapta, ca urmare a diferenței de presiune:

$$\frac{\Delta z}{2} = \frac{a}{A} \Delta Z$$

Din ultimele trei ecuații rezultă:

$$p_{0,1} - p_{0,2} = g \left[ \rho_g - \rho_u + \frac{a}{A} (\rho_g - \rho_u) \right] \Delta Z.$$

Dacă  $a/A$  este neglijabil față de unitate, se obține relația:

$$p_{0,1} - p_{0,2} = g(\rho_g - \rho_u) \Delta Z \quad (8.26)$$

identică cu rezultatul variantei *a* (8.23).

Următoarele măsuri sînt necesare cînd se lucrează cu aceste manometre:

- a) neglijarea termenului care cuprinde pe  $a/A$  se va face numai după ce se va verifica că această simplificare nu afectează precizia utilă a măsurării;
- b) cele două lichide trebuie să fie într-adevăr nemiscibile (de cele mai multe ori există o mică miscibilitate reciprocă);
- c) densitățile lichidelor manometrice trebuie determinate experimental — nu după tabele — la temperatura de lucru, și după ce fiecare lichid a fost bine agitat cu celălalt pentru a-l satura;
- d) umplerea manometrului se va face cu lichide saturate în acest mod.

**8.2.2.6. Micromanometre.** Pentru măsurarea precisă a diferențelor mici și foarte mici de presiune se folosesc micromanometrele. Două tipuri de micromanometre sînt arătate în fig. 8.6.

Micromanometrul din fig. 8.6, *a* este format dintr-un rezervor legat — printr-un tub de cauciuc — cu un tub subțire de sticlă, în poziție înclinată. Tubul de sticlă are un reper gradat; el poate fi ridicat sau coborît cu un șurub micrometric. Cînd presiunea a variat, se schimbă nivelul lichidului manometric în tubul de sticlă. Numărul diviziunilor cu care trebuie rotit șurubul micrometric, pentru a aduce lichidul în dreptul reperului, indică — pe baza unei etalonări prealabile — variația de presiune. Sensibilitatea instrumentului atinge 0,025 mm coloană de lichid corespunzînd la 0,2 Pa, dacă lichidul este alcool etilic adus, cu apă, la densitatea de 0,800 kg/litru.

Micromanometrul din fig. 8.6, *b* este format din două rezervoare legate printr-un tub drept de sticlă. Întreg aparatul poate fi înclinat, pe muchia unui cuțit de sprijin, cu ajutorul unui șurub micrometric. Se introduce lichidul manometric și — în interiorul tubului de legătură — o picătură dintr-un



alt lichid nemiscibil cu lichidul manometric. O lupă sau un microscop arată cu precizie o poziție fixă a bulei de lichid. Măsurarea diferenței de presiune se face readucând bula de lichid în dreptul reperului, prin rotirea șurubului micrometric și citind numărul diviziunilor cu care a fost rotit șurubul. Sensibilitatea atinge 0,0002 mm coloană de lichid ( $1,6 \cdot 10^{-3}$  Pa, cu alcool etilic diluat de 0,800 kg/litru densitate).

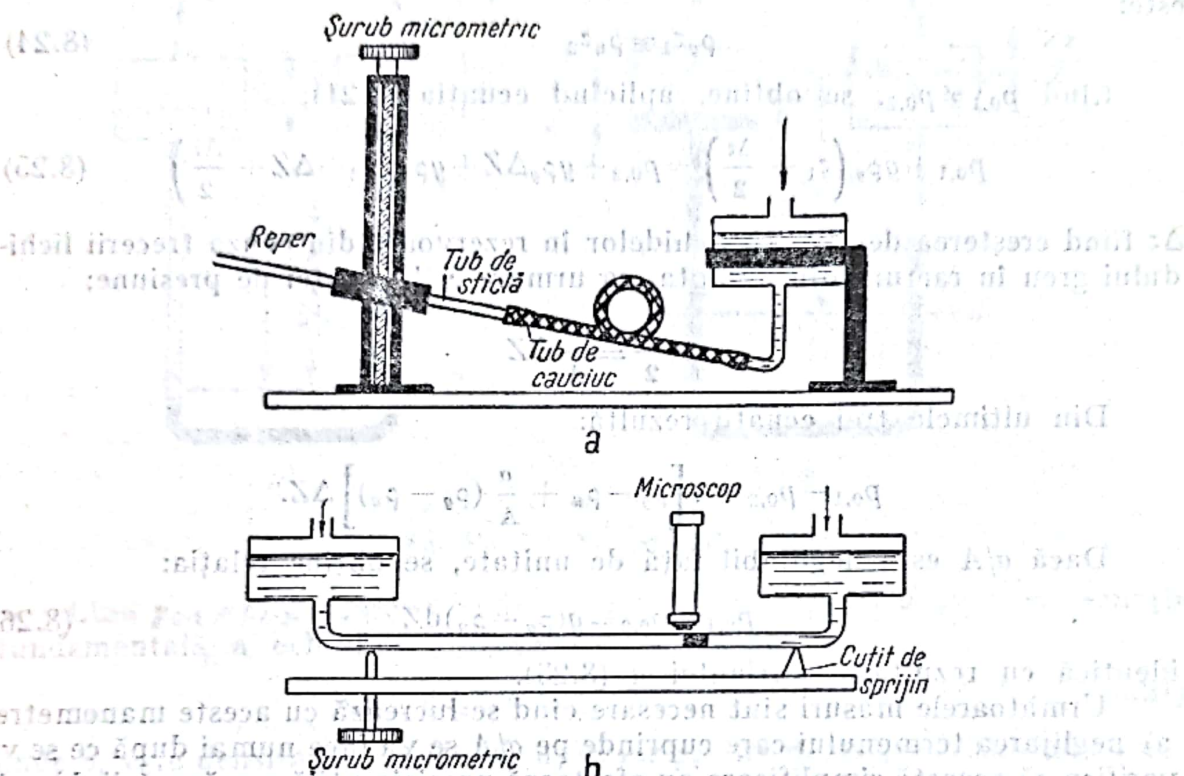


Fig. 8.6. Micromanometre.

Trebuie remarcat că la ambele instrumente citirile se fac în aceeași poziție a lichidului manometric; prin aceasta efectele de capilaritate sînt anulate.

Este necesar ca instrumentul să fie robust construit, ca tuburile de sticlă să fie curate și ca etalonarea să fie atent executată.

**8.2.2.7. Manometre cu balanță inelară.** Balanțele inelare (fig. 8.7) sînt instrumente sensibile formate dintr-un tor gol, care se poate roti în jurul centrului său, unde el este sprijinit pe muchia unui cuțit (frecare minimă). Jumătatea inferioară este umplută cu lichidul manometric (apă, ulei, mercur). Spațiul rămas deasupra lichidului este despărțit în două camere, printr-un perete care închide toată secțiunea torului. Aceste două camere sînt legate — prin conducte flexibile sau prin axa instrumentului — cu punctele unde urmează să se determine diferența de presiune. Forțele, rezultînd din presiunile care apasă asupra lichidului, schimbă poziția lichidului în interiorul torului. Sub influența poziției lichidului manometric în interiorul torului și a unei greutăți exterioare, balanța inelară ia o poziție de echilibru, care depinde de diferența dintre presiuni și de valoarea și poziția greutății exterioare. Poziția balanței este indicată de un ac pe un cadran sau este înregistrată cu o peniță pe o bandă de hîrtie. Schimbarea greutății exterioare modifică sensibilitatea instrumentului.



**8.2.2.8. Manometre mecanice.** Aceste manometre (fig. 8.8) sînt construite în două variante principale: cu tub *Bourdon* și cu membrană (v. STAS 3589/1-78, STAS 3589/2-78, STAS 3589/3-78, STAS 3589/4-78).

a) La manometrele cu tub *Bourdon* (fig. 8.8, a) elementul principal este un tub metalic, cu secțiune eliptică, îndoit în formă de C, în spirală sau elice. Unul din capetele tubului este fix și pus în legătură cu priza de presiune,

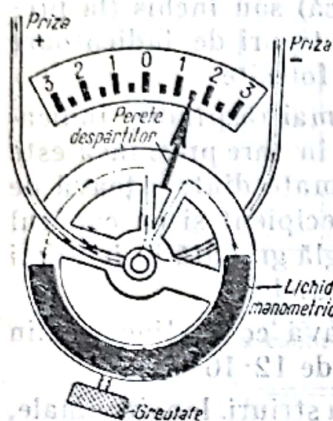


Fig. 8.7. Manometru diferențial cu balanță inelară.

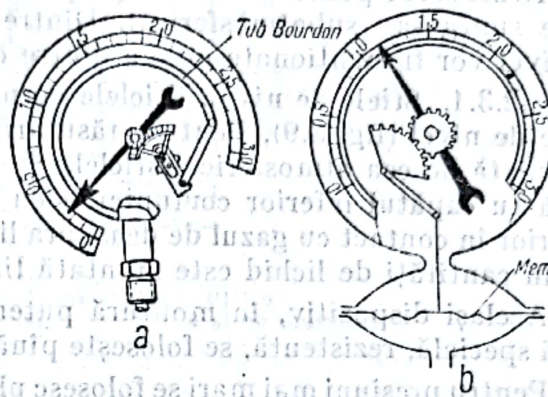


Fig. 8.8. Manometre mecanice:

a — cu tub *Bourdon*; b — cu membrană.

celălalt capăt al tubului este închis; elasticitatea tubului *Bourdon* îi permite să se miște liber, deplasînd un sistem mecanic de pîrghii care îi amplifică mișcările și le indică cu un ac indicator pe un cadran divizat în unități de presiune. O creștere de presiune face ca tubul *Bourdon* să se destindă deplasînd capătul liber, sistemul de pîrghii și acul indicator. Pînă la o anumită presiune există proporționalitate între deformarea tubului, și presiune. Se recomandă ca presiunile măsurate să se găsească în treimea mijlocie a scării gradate. Astfel de manometre se construiesc pînă la presiuni de  $2000 \cdot 10^5$  Pa (aprox.  $2000 \text{ kgf/cm}^2$ ).

b) La manometrele cu membrană (fig. 8.8, b) elementul elastic este o membrană metalică (diafragmă, disc elastic) care se deformează sub acțiunea diferenței de presiune pe fețele ei. Membrana revine la forma inițială cînd presiunile redevin egale. Elasticitatea membranei este mărită prin ondulații concentrice. Uneori, în locul membranei în formă de disc, se folosește un burduf cilindric de metal. Deplasarea centrului membranei este amplificată prin dispozitive mecanice, optice sau electrice și apoi indicată sau înregistrată. Manometre cu membrană se construiesc pînă la presiunea de  $30 \cdot 10^5$  Pa.

Membranele mecanice dau erori de măsurare cînd temperatura lor depășește  $60^\circ\text{C}$ .

### 8.2.3. Indicatoare de nivel

Indicatoarele de nivel servesc pentru măsurarea cantității de lichid dintr-un rezervor, sau pentru a indica un anumit nivel care trebuie menținut (prin automatizare).

Pentru primul scop, dispozitivul de măsurare trebuie să acționeze pe întreaga înălțime a recipientului. Precizia măsurării cantității de lichid este



cu atât mai mare cu cât raportul dintre înălțimea recipientului și secțiunea lui transversală este mai mare.

Pentru cel de-al doilea scop, dispozitivul de măsurare acționează numai în jurul nivelului ce trebuie menținut constant. Menținerea nivelului este cu atât mai ușoară și mai stabilă cu cât secțiunea orizontală a recipientului este mai mare.

Rezervorul poate fi deschis (la presiune atmosferică) sau închis (la presiune supra sau subatmosferică). Dintre numeroasele tipuri de indicatoare de nivel vor fi menționate câteva dintre cele mai mult folosite.

**8.2.3.1. Sticle de nivel.** Sticlele de nivel sînt cele mai răspîndite indicatoare de nivel (fig. 8.9). Pentru măsurări în recipiente în care presiunea este apropiată de cea atmosferică, sticlele de nivel sînt formate dintr-o țevă de sticlă cu capătul inferior comunicînd cu lichidul din recipient și cu capătul superior în contact cu gazul de deasupra lichidului. O riglă gradată în înălțimi sau în cantități de lichid este montată lingă țeava de sticlă.

Același dispozitiv, în montură puternică și cu țeava confecționată din sticlă specială, rezistentă, se folosește pînă la presiunea de  $12 \cdot 10^5$  Pa.

Pentru presiuni mai mari se folosesc plăci de sticlă cu striuri, longitudinale, triunghiulare pe fața interioară (plăci *Klinger*), montate direct pe peretele recipientului sau ca sticlă de nivel. Din cauza reflexiei totale a luminii, lichidul privit prin aceste plăci apare negru, astfel încît nivelul este ușor vizibil și de la distanță.

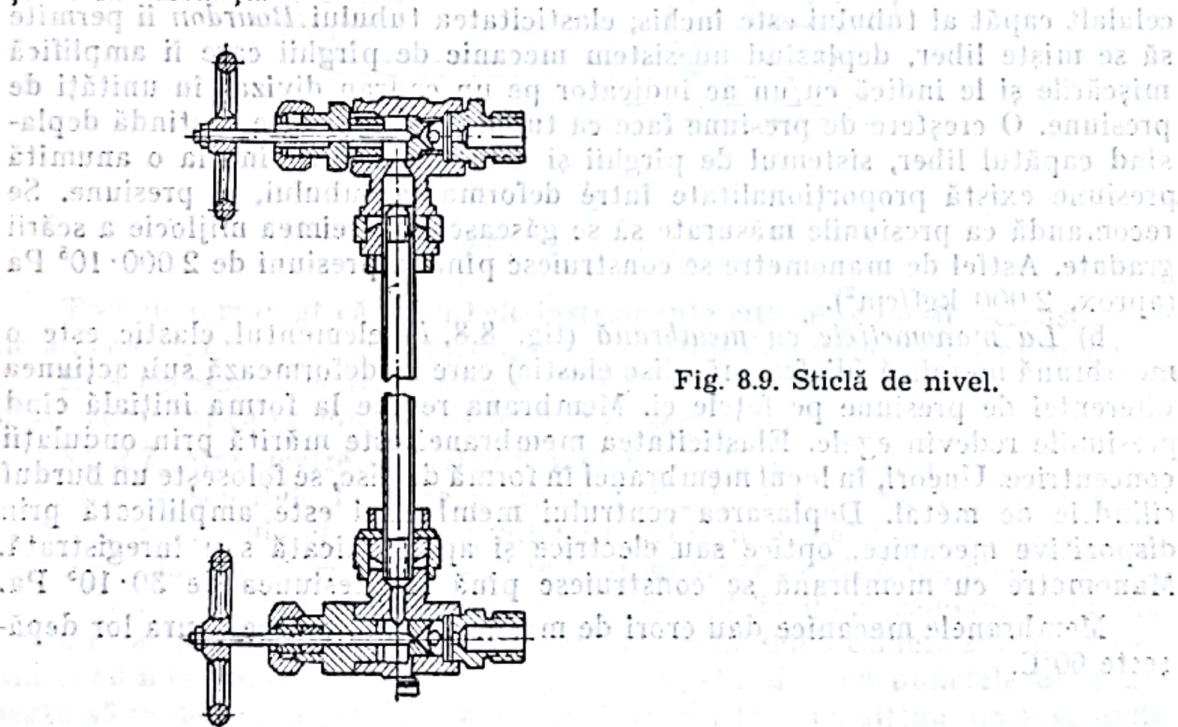


Fig. 8.9. Sticlă de nivel.

Cînd nivelul lichidului variază pe înălțime și cînd recipientul este sub presiune înaltă, se montează mai multe vizoare din plăci de sticlă rezistentă sau din plăci *Klinger*; pentru a nu slăbi prea mult rezistența recipientului, vizoarele nu se montează pe aceeași verticală.

**8.2.3.2. Indicatoare de nivel cu plutitor.** În fig. 8.10 sînt arătate schemele de principiu pentru trei indicatoare de nivel cu plutitor.



8.2.3.3. **Indicatoare de nivel prin barbotare de gaz.** Principiul acestor indicatoare de nivel este măsurarea presiunii gazului care trece cu debit mic printr-un tub subțire afundat în lichidul al cărui nivel trebuie măsurat (fig. 8.11).

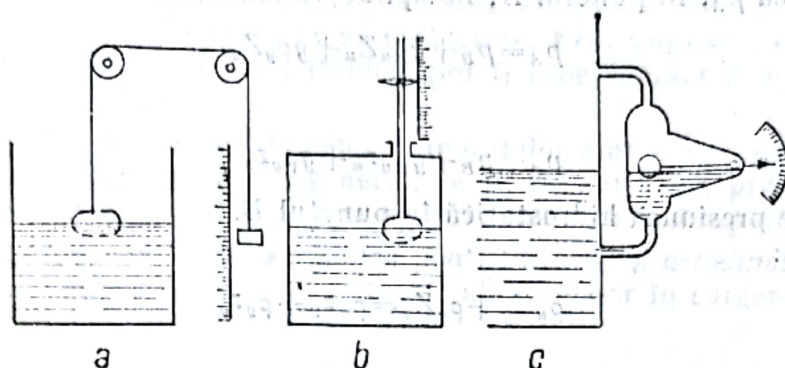


Fig. 8.10. Indicatoare de nivel cu plutitor:  
a — cu cablu și miră; b — cu tijă; c — cu tijă și ac indicator.

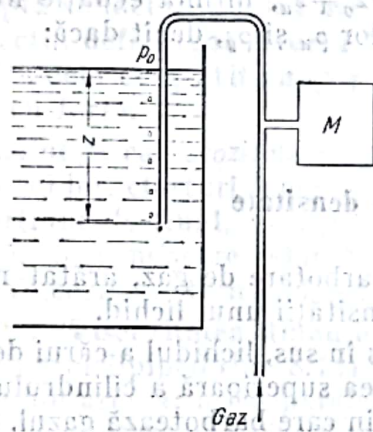


Fig. 8.11. Indicator de nivel prin barbotare de gaz.

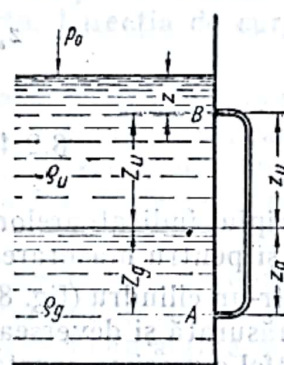


Fig. 8.12. Indicator pentru nivelul de separare dintre două lichide nemiscibile.

Dacă viteza gazului în tub este destul de mică, presiunea gazului nu variază apreciabil în lungul tubului și se poate admite că presiunea într-un punct oarecare al tubului, de exemplu în punctul în care se face legătura la manometrul sensibil  $M$ , este egală cu presiunea de la capătul afundat; aici presiunea gazului este egală cu presiunea hidrostatică:

$$p = p_0 + \rho g Z \quad (8.27)$$

Dacă presiunea  $p_0$  la suprafața lichidului și densitatea lichidului sînt constante, presiunea hidrostatică măsurată de manometrul instrumentului variază numai în funcție de adîncimea capătului tubului afundat, adică în funcție de nivelul lichidului. Gazul — de obicei, aer sau azot — este debitat continuu dintr-o butelie sau din rețeaua specială care alimentează instrumentele de măsurare.

8.2.3.4. **Indicatoare pentru nivelul de separare între două lichide nemiscibile.** Aceste indicatoare (fig. 8.12) sînt formate dintr-o sticlă de nivel care comunică la partea inferioară cu lichidul greu, de densitate  $\rho_g$ , și la par-

tea superioară cu lichidul ușor, de densitate  $\rho_u$ , din recipientul în care se cere indicarea nivelului de separare între cele două lichide nemiscibile.

Trebuie arătat că:  $z_g = Z_g$ .

Presiunea  $p_A$ , în punctul A, îndeplinește condițiile

$$p_A = p_B + g\rho_u Z_u + g\rho_g Z_g \quad (8.28 \text{ a})$$

sau

$$p_A = p_B + g\rho_u z_u + g\rho_g z_g \quad (8.28 \text{ b})$$

unde  $p_B$  este presiunea hidrostatică în punctul B.

Rezultă:

$$\rho_u Z_u + \rho_g Z_g = \rho_u z_u + \rho_g z_g \quad (8.29)$$

sau

$$\rho_u (Z_u - z_u) = \rho_g (z_g - Z_g) \quad (8.30)$$

Ținând seamă că (din figură):  $Z_g + Z_u = z_g + z_u$ , ultima ecuație nu poate fi valabilă, independent de valorile densităților  $\rho_u$  și  $\rho_g$ , decît dacă:

$$z_u = Z_u \text{ și } z_g = Z_g$$

#### 8.2.4. Indicatoare de densitate

Principiul indicatoarelor de nivel prin barbotare de gaz, arătat mai sus se aplică și pentru măsurarea continuă a densității unui lichid.

Printr-un cilindru (fig. 8.13) trece, de jos în sus, lichidul a cărui densitate trebuie măsurată și deversează peste marginea superioară a cilindrului, menținînd astfel o grosime constantă de lichid prin care barbotează gazul.

Deoarece  $p_0$  și  $z$  sînt constante, presiunea hidrostatică măsoară indirect densitatea lichidului:

$$\rho = \frac{p - p_0}{gz}$$

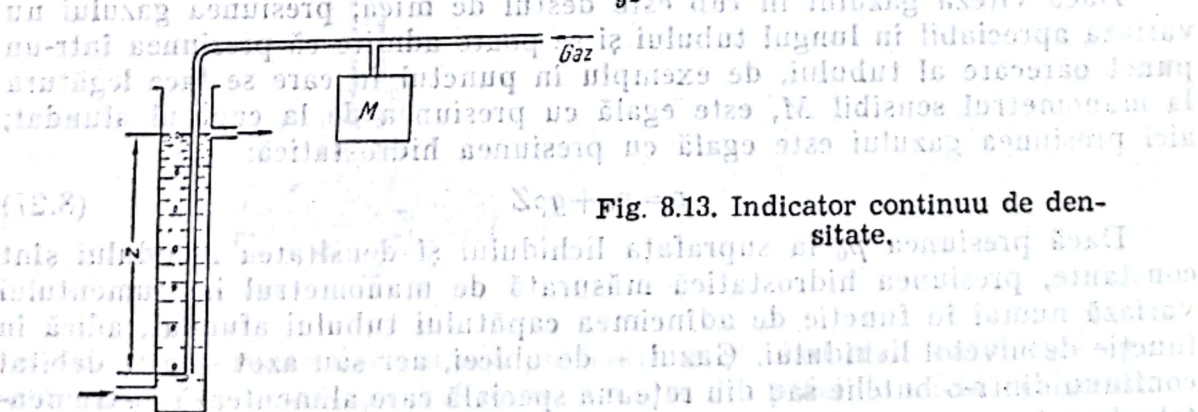


Fig. 8.13. Indicator continuu de densitate.

Instrumentul este folosit pentru controlul continuu al calității unui produs, de exemplu al concentrației unei soluții. Acest montaj permite și înregistrarea, comanda la distanță sau automatizarea măsurătorii.



### 8.3. Dinamica fluidelor

Într-o fabricație chimică, materialele sînt supuse operațiunilor chimice și fizice ale procesului tehnologic, în trecerea lor prin aparatele și mașinile care alcătuiesc instalațiile secțiilor de prelucrare. Prin proprietatea lor caracteristică de a-și schimba forma, fluidele pot fi ușor dirijate prin conductele și aparatele instalațiilor.

Condițiile de curgere din interiorul aparatelor sînt determinante pentru productivitatea instalațiilor. În general, se poate spune că productivitatea este cu atît mai mare cu cît mișcarea materialelor este mai rapidă.

**Dinamica fluidelor** — hidrodinamica pentru lichide și aerodinamica pentru gaze — studiază mărimile și legile naturale ale fluidelor în curgere.

#### 8.3.1. Viscositatea

Asupra solidelor, o forță are un efect deformant finit. Prin rezistența lor mică, efectul deformant al unei forțe de forfecare asupra lichidelor este continuu: lichidele curg atît timp cît acționează forța. Direcția de curgere este paralelă cu forța.

Se definește ca *viscozitate*, proprietatea fluidelor datorită căreia iau naștere, în interiorul lor, eforturi tangențiale la orice element de suprafață care separă două porțiuni de fluid, atunci cînd straturile sale, vecine cu elementul de suprafață, au o mișcare relativă de alunecare unul față de altul (v. STAS 1080-73 Viscositate; terminologie și unități).

**8.3.1.1. Viscositatea dinamică.** Se consideră delimitat în volumul unui fluid, un paralelipiped (fig. 8.14) ale cărui fețe paralele  $A$  și  $A'$ , situate la distanța  $\Delta y$ , au aria  $A$ ; acest paralelipiped se deformează sub acțiunea forței  $F$ , situată în planul feței  $A$  (forță tangențială), astfel încît fața  $A$  se deplasează cu o viteză cu  $\Delta w$  mai mare decît viteza cu care se deplasează fața  $A'$ .

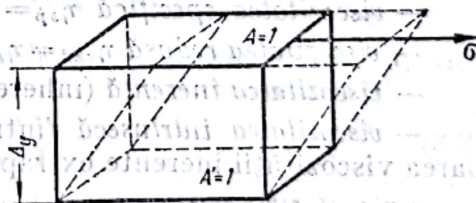
Relația

$$F = \eta A \frac{\Delta w}{\Delta y}$$

sau, la limită ( $\Delta y \rightarrow 0$ ):

$$\sigma = \eta \frac{dw}{dy} \quad (8.31)$$

Fig. 8.14. Deformarea fluidelor sub acțiunea unei forțe tangențiale.



exprimă *legea lui Newton* de proporționalitate între efortul unitar tangențial (tensiunea tangențială)  $\sigma$  și gradientul de viteză  $dw/dy$ . La fluidele *newtoniene* sau *normal viscoase*, viscositatea dinamică nu depinde de gradientul de viteză.



Factorul de proporționalitate  $\eta$  este numit *coeficient de viscozitate dinamică* sau *viscozitate dinamică*; cuvîntul „dinamică” se omite de obicei.

Dimensiunile viscozității (dinamice) sînt:

$$|\eta| = \left| \frac{\sigma_y}{w} \right| = \frac{\text{Tensiune} \cdot \text{Lungime}}{\text{Viteză}} = \frac{\frac{F}{L^2} \cdot L}{\frac{L}{T}} = \frac{M}{L \cdot T}$$

**Formula dimensională**

- în sistemul IS este  $ML^{-1}T^{-1}$ , iar unitatea de măsură  $kg/(m \cdot s)$ ;
- în sistemul CGS este  $ML^{-1}T^{-1}$ , iar unitatea de măsură  $g/(cm \cdot s)$ ;
- în sistemul MKfS este  $FL^{-2}T$ , iar unitatea de măsură  $kgf \cdot s/m^2$ .

Unitatea de măsură pentru viscozitate, în sistemul CGS, a primit numele de *poise* (simbol P), cu submultipli: *centipoise* (cP), *milipose* (mP) și *micro-poise* ( $\mu P$ ).

$$1 \text{ g/cm} \cdot \text{s} = 1 \text{ P} = 10^2 \text{ cP} = 10^3 \text{ mP} = 10^6 \mu P.$$

Unitatea de viscozitate în sistemul internațional (IS) este un *kilogram pe metru și secundă* sau un *newton secundă pe metrul pătrat* ( $N \cdot s/m^2$ ) sau un *decapoise* (da P).

Pentru transformările de unități ale viscozității servește tabelul A 9, din anexă.

**8.3.1.2. Fluiditatea.** Fluiditatea  $\phi$  a unui fluid este mărimea inversă viscozității (dinamice):

$$\phi = \frac{1}{\eta}$$

Dimensiunile și unitățile fluidității sînt, de asemenea, inversele celor ale viscozității dinamice.  $Rhe = 1/\text{poise}$  este unitatea de fluiditate în sistemul CGS.

**8.3.1.3. Viscositatea (dinamică) relativă.** Viscositatea relativă  $\eta_r$  este raportul dintre viscositatea  $\eta$  a fluidului cercetat și viscositatea  $\eta_0$  a unui fluid de referință. Lichidul de referință poate fi apa (la 25°C), sau alt reper de viscozitate, convenabil ales și clar definit. Viscositatea relativă este o mărime adimensională.

În studiul soluțiilor de polimeri se mai folosesc:

- *viscositatea relativă*  $\eta_r = \eta/\eta_0$ , în care  $\eta_0$  este viscositatea solventului;
- *viscositatea specifică*  $\eta_{sp} = \eta_r - 1$ ;
- *viscositatea redusă*  $\eta_{red} = \eta_{sp}/c$ ,  $c$  fiind concentrația soluției ( $g/100 \text{ cm}^3$ );
- *viscositatea inerentă* (inherent viscosity)  $\eta_{inh} = (\lg \eta_r)/c$ ;
- *viscositatea intrinsecă* (intrinsic viscosity)  $[\eta] = [\ln(\eta_r)/c]_{c \rightarrow 0}$  este valoarea viscozității inerente extrapolată la concentrația zero a soluției.

**8.3.1.4. Viscositatea cinematică,  $\nu$ ,** a unui fluid este raportul dintre viscositatea (dinamică)  $\eta$  și densitatea  $\rho$  a fluidului:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

Formula dimensională a viscozității cinematice este:

$$|\nu| = \left| \frac{\eta}{\rho} \right| = \frac{\frac{M}{L^2 T}}{\frac{M}{L^3}} = L^2 T^{-1}$$

comună celor trei sisteme de unități de măsură: SI, CGS, MKfS.

Unitățile de măsură ale viscozității cinematice sînt:

- în sistemul SI:  $m^2/s$ ;
- în sistemul CGS:  $cm^2/s$ ;
- în sistemul MKfS:  $m^2/s$ .

Unitatea de viscozitate cinematică în sistemul CGS a primit și numele de *stoke* (St), cu submultipli *centistoke* (cSt) și *milistoke* (mSt).

Unitatea de viscozitate cinematică în IS se numește și *decakilostoke* (dakSt)<sup>1)</sup>.

Pentru trecerea viscozității cinematice de la un sistem de unități la altul se folosește tabelul A 10, din anexa I.

### 8.3.1.5. Date pentru viscozitatea gazelor, vaporilor și lichidelor.

a) *Viscozitatea gazelor*, dedusă pe baza teoriei cinetice a gazelor, este:

$$\eta = 0,5 \rho w_m l \quad (8.32)$$

unde  $\rho$  este densitatea gazului,  $w_m$  viteza medie a moleculelor și  $l$  drumul liber mijlociu.

Pentru gazele principale, viscozitatea (dinamică)  $\eta_0$  (la  $0^\circ C$ ) este dată în tabelul 8.1.

Tabelul 8.1

Viscozitatea gazelor

| Gazul            | $\eta_0$<br>$10^{-6} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$ | $n$   | Valabilitatea ecuației<br>(8.33) între tempe-<br>raturile,<br>$t, ^\circ C$ |
|------------------|-----------------------------------------------------|-------|-----------------------------------------------------------------------------|
| Aer              | 17,09                                               | 0,768 | 0—100                                                                       |
| Amoniac          | 9,6                                                 | 0,981 | 15—100                                                                      |
| Azot             | 16,6                                                | 0,756 | 15—100                                                                      |
| Bioxid de carbon | 13,7                                                | 0,935 | —20—140                                                                     |
| Clor             | 12,9                                                | 1,00  | 20—100                                                                      |
| Hidrogen         | 8,4                                                 | 0,695 | —183—21                                                                     |
| Metan            | 12,0                                                | 0,783 | 17—100                                                                      |
| Oxid de carbon   | 16,6                                                | 0,758 | 15—100                                                                      |
| Oxigen           | 18,7                                                | 0,814 | 17—100                                                                      |

Viscozitatea la temperatura  $t$ ,  $\eta_t$  a unui gaz se determină cu ajutorul ecuației

$$\eta_t = \eta_0 \left( \frac{t+273}{273} \right)^n \quad (8.33)$$

în care  $n$  este un exponent caracteristic fiecărui gaz (tabelul 8.1).

<sup>1)</sup> Prescripțiile SI interzic folosirea simultană a mai multor prefixe de multipli și submultipli pentru aceeași unitate;



Tabelul 8.2  
 $\rho$ ,  $\gamma$ ,  $\eta$ ,  $\nu$  pentru aerul uscat (la presiunea atmosferică)

| Temp.    | -20  | 0    | 10   | 40   | 60   | 80   | 100  | 200  | 500   | °C                                 |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|------------------------------------|
| $\rho$   | 1,40 | 1,29 | 1,20 | 1,12 | 1,06 | 1,00 | 0,95 | 0,75 | 0,393 | kg/m <sup>3</sup>                  |
| $\gamma$ | 13,7 | 12,6 | 11,8 | 11,0 | 10,4 | 9,8  | 9,5  | 7,4  | 3,85  | N/m <sup>3</sup>                   |
| $\eta$   | 16,2 | 17,2 | 18,1 | 19,1 | 20,0 | 20,9 | 21,8 | 26,1 | 38,0  | 10 <sup>-6</sup> kg/(m·s)          |
| $\nu$    | 11,6 | 13,3 | 15,1 | 17,0 | 18,9 | 20,9 | 23,1 | 35,0 | 96,7  | 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s |

Tabelul 8.3

$\rho$ ,  $\gamma$ ,  $\eta$ ,  $\nu$  pentru vaporii de apă (la presiunea atmosferică)

| Temp.    | 100   | 150   | 200   | 250   | 300   | 350   | 400   | 450   | 500   | °C                                 |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------------------------------------|
| $\rho$   | 0,859 | 0,524 | 0,467 | 0,421 | 0,384 | 0,353 | 0,326 | 0,304 | 0,284 | kg/m <sup>3</sup>                  |
| $\gamma$ | 8,43  | 5,14  | 4,58  | 4,13  | 3,77  | 3,46  | 3,20  | 2,98  | 2,79  | N/m <sup>3</sup>                   |
| $\eta$   | 12,72 | 14,58 | 16,47 | 18,40 | 20,33 | 22,23 | 24,22 | 26,81 | 28,18 | 10 <sup>-6</sup> kg/(m·s)          |
| $\nu$    | 21,27 | 27,82 | 35,28 | 43,75 | 52,94 | 62,97 | 74,29 | 88,19 | 99,13 | 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s |

b) Pentru aer și vaporii de apă sînt date cîteva valori în tabelele 8.2 și 8.3.

8.3.1.6. Variația viscozității cu temperatura și cu presiunea. În tabelul 8.4 se arată sensul în care variază viscozitatea (dinamică)  $\eta$  și viscozitatea cinematică  $\nu$  cu creșterea temperaturii și cu creșterea presiunii.

Tabelul 8.4

Variația viscozităților  $\eta$  și  $\nu$  cu temperatura și presiunea

| Fluidul   | Variația viscozității dinamice, $\eta$ |              | Variația viscozității cinematice, $\nu$ |              |
|-----------|----------------------------------------|--------------|-----------------------------------------|--------------|
|           | cu temperatura                         | cu presiunea | cu temperatura                          | cu presiunea |
| Gaze      | Crește                                 | Nu variază   | Vrește                                  | Scade        |
| Lichidele | Scade                                  | Crește       | Scade                                   | Crește       |

Constanta viscozității dinamice a gazelor nu se menține la presiuni extreme, adică la presiuni foarte mici, cînd drumul liber mijlociu al moleculelor este de ordinul de mărime al dimensiunilor aparatelor (de exemplu, al diametrului conductei) și nici la presiuni mari, cînd volumul ocupat de moleculele gazului reprezintă o fracțiune importantă din volumul total.

Scăderea viscozității cinematice a gazelor cu creșterea presiunii reiese și din relația

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{\eta}{\rho_1 p}, \quad (8.34)$$

dacă se ține seamă că viscozitatea  $\eta$  pentru gaze este practic constantă cînd presiunea variază;  $\rho$  este densitatea gazului la presiunea  $p$ , iar  $\rho_1$  — densitatea gazului la presiunea egală cu unitatea.



Variația viscozității dinamice a lichidelor cu presiunea este dată de ecuația:

$$\eta = \eta_0 e^{bp} \quad (8.35)$$

de unde

$$\frac{d\eta}{dp} = b\eta_0 e^{bp} = b\eta \quad (8.36)$$

în care:  $b$  este o constantă;

$\eta_0$  — viscozitatea lichidului la o presiune destul de mică pentru a putea considera că nu mai scade când presiunea se micșorează în continuare (de obicei  $\eta_0$  este viscozitatea la presiunea normală, atmosferică).

În ecuația (8.36) se vede că coeficientul de creștere al viscozității cu presiunea  $d\eta/dp$  este cu atât mai mare cu cât viscozitatea este mai mare.

Și aici apa face excepție de la regula generală de creștere a viscozității cu presiunea; la temperaturi joase, viscozitatea apei crește cu presiunea; la  $10^8$  Pa (aproximativ 1 000 atm) și  $0^\circ\text{C}$ , viscozitatea apei este cu 10% mai mică, iar la  $75^\circ\text{C}$  cu 10% mai mare decât viscozitățile la presiunea normală și aceleași temperaturi.

Cele mai multe lichide organice au la  $10^8$  Pa și  $30-75^\circ\text{C}$ , o viscozitate dublă față de viscozitatea lor la presiunea normală și aceeași temperatură. Unele uleiuri au la  $10^8$  Pa o viscozitate de 20 ori mai mare decât la presiune normală.

#### 8.3.1.7. Pentru amestecurile de gaze se folosește formula empirică

$$\eta = \frac{m_1 \eta_1 \sqrt{M_1 T_{c,1}} + m_2 \eta_2 \sqrt{M_2 T_{c,2}} + \dots}{m_1 \sqrt{M_1 T_{c,1}} + m_2 \sqrt{M_1 T_{c,2}} + \dots}$$

în care:  $m$  este procentul molar, egal cu procentul în volum al gazului;

$M$  — masa moleculară;

$T_c$  — temperatura critică absolută.

Indicii se referă la componenții amestecului gazos.

#### 8.3.1.8. Pentru apă sint date, în tabelul 8.5, viscozitățile între 0 și $100^\circ\text{C}$ .

Tabelul 8.5

$\rho, \gamma, \eta, \nu$  pentru apă

| Temp.    | 0     | 10    | 20    | 40    | 60    | 80    | 100   | $^\circ\text{C}$                        |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------------------------------------|
| $\rho$   | 1 000 | 1 000 | 998   | 992   | 983   | 972   | 958   | $\text{kg/m}^3$                         |
| $\gamma$ | 9 807 | 9 807 | 9 790 | 9 730 | 9 643 | 9 540 | 9 400 | $\text{N/m}^3$                          |
| $\eta$   | 1 785 | 1 305 | 1 000 | 653   | 471   | 356   | 283   | $10^{-6} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$ |
| $\nu$    | 1,79  | 1,31  | 1,01  | 0,658 | 0,478 | 0,366 | 0,295 | $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$          |

8.3.1.9. Pentru alte lichide, viscozitatea la diferite temperaturi se determină cu ajutorul nomogramei din fig. 8.15 și al tabelului 8.6. Coordonatele  $x$  și  $y$  din tabel fixează punctul caracteristic al lichidului pe diagrama nomogramei.

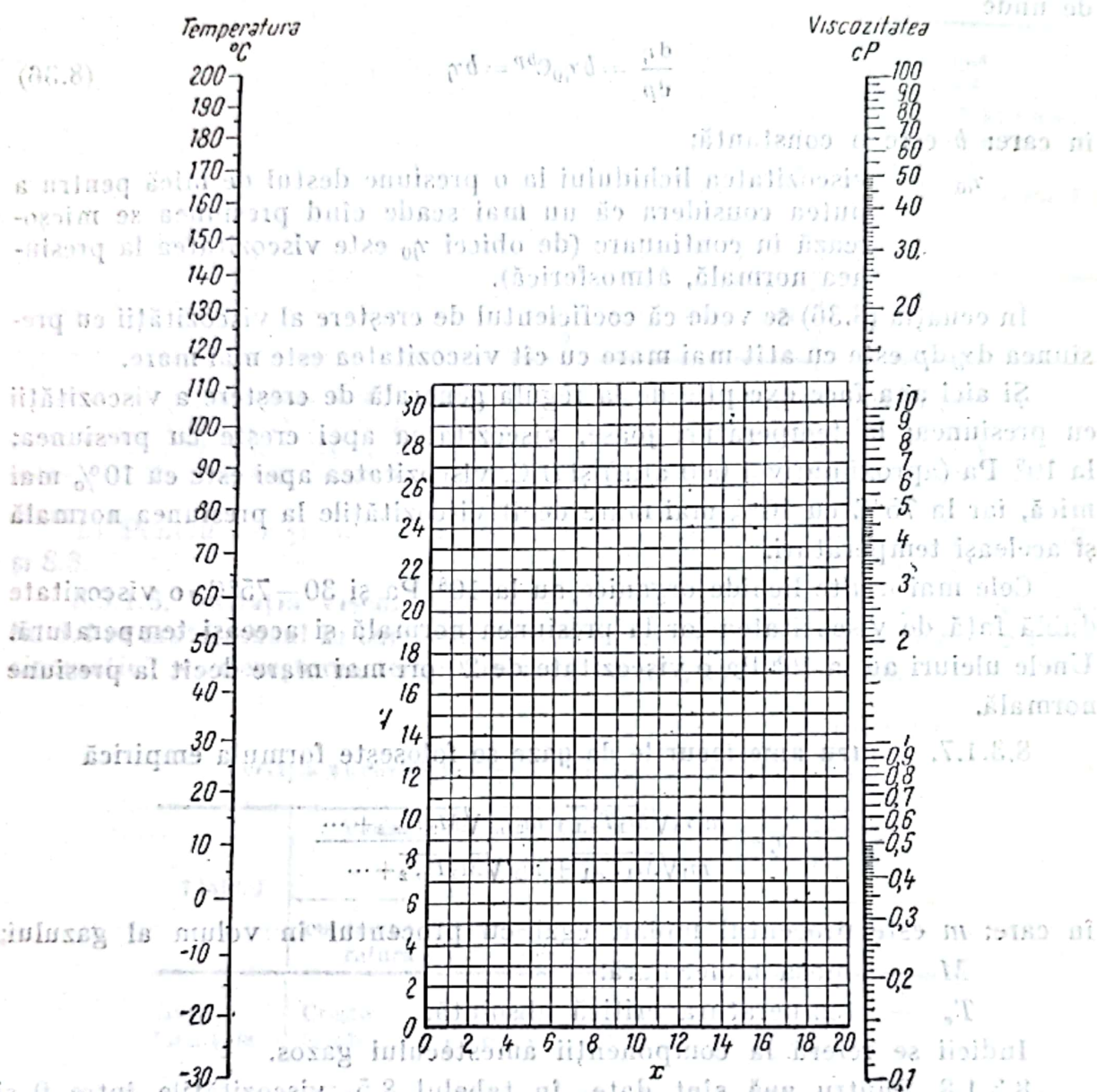


Fig. 8.15. Nomogramă pentru determinarea viscozității lichidelor la diferite temperaturi.

8.3.1.10. **Legea generală a liniarității funcțiilor chimico-tehnice (Pavlov)** a fost aplicată de Porter pentru determinarea viscozității lichidelor la diferite temperaturi, în mod analog ca pentru determinarea presiunii de vapori (v. cap. 3.4.2).

Dacă se cunosc viscozitățile  $\eta_1$  și  $\eta_2$  ale unui lichid la două temperaturi  $t_1$  și  $t_2$ , se poate construi diagrama din fig. 8.16, care dă corespondența dintre temperaturile lichidului și temperaturile  $t'_1$  și  $t'_2$  ale unui lichid de referință, la care viscozitățile acelor lichide sînt egale. Diagrama conține și curba viscozitate-temperatură a lichidului de referință, cu coordonatele din dreapta.



Tabelul 8.6

Coordonatele punctelor caracteristice pentru nomograma din fig. 8.15

| Lichidul              | x    | y    | Lichidul               | x    | y    |
|-----------------------|------|------|------------------------|------|------|
| Acetat de amil        | 11,8 | 12,5 | o-Clor-toluen          | 13,0 | 13,3 |
| Acetat de butil       | 12,3 | 11,0 | m-Clor-toluen          | 13,3 | 12,5 |
| Acetat de etil        | 13,7 | 9,1  | p-Clor-toluen          | 13,3 | 12,5 |
| Acetat de metil       | 14,2 | 8,2  | Clorură de calciu 25 % | 6,6  | 15,9 |
| Acetat de vinil       | 14,0 | 8,8  | Clorură de etil        | 14,8 | 6,0  |
| Acetonă 100 %         | 14,5 | 7,2  | Clorură de metil       | 15,0 | 3,8  |
| Acetonă 35 %          | 7,9  | 15,0 | Clorură de propil      | 14,4 | 7,5  |
| Acid acetic 100 %     | 12,1 | 14,2 | Clorură de sodiu 25 %  | 10,2 | 16,6 |
| Acid acetic 70 %      | 9,5  | 17,0 | Clorură de staniu      | 13,5 | 12,8 |
| Acid azotic 95 %      | 12,8 | 13,8 | m-Cresol               | 2,5  | 20,8 |
| Acid azotic 60 %      | 10,8 | 17,0 | Dibrom-metan           | 12,7 | 15,8 |
| Acid butiric          | 21,1 | 15,3 | Diclor-metan           | 14,6 | 8,9  |
| Acid clorhidric 3,5 % | 13,0 | 16,6 | Difenil                | 12,0 | 18,3 |
| Acid clor-sulfuric    | 11,2 | 18,1 | Eter etilic            | 14,5 | 5,3  |
| Acid formic           | 10,7 | 15,8 | Etil benzen            | 13,2 | 11,5 |
| Acid izobutiric       | 12,2 | 14,4 | Fenol                  | 6,9  | 20,8 |
| Acid propionic        | 12,8 | 13,8 | Freon 11               | 14,4 | 9,0  |
| Acid sulfuric 110 %   | 7,2  | 27,4 | Freon 12               | 16,8 | 5,6  |
| Acid sulfuric 98 %    | 7,0  | 24,8 | Freon 21               | 15,7 | 7,5  |
| Acid sulfuric 60 %    | 10,2 | 21,3 | Freon 22               | 17,2 | 4,7  |
| Aldehidă acetică      | 15,2 | 4,8  | Freon 113              | 12,5 | 11,4 |
| Alcool alilic         | 10,2 | 14,3 | Glicerină 100 %        | 2,0  | 30,0 |
| Alcool amilic         | 7,5  | 18,4 | Glicerină 50 %         | 6,9  | 19,6 |
| Alcool butilic        | 8,6  | 17,2 | Hexan                  | 14,7 | 7,0  |
| Alcool etilic 100 %   | 10,5 | 15,8 | Hidroxid de sodiu 50 % | 3,2  | 25,8 |
| Alcool etilic 95 %    | 8,9  | 14,3 | Iodură de etil         | 14,7 | 10,3 |
| Alcool etilic 40 %    | 6,3  | 16,6 | Iodură de propil       | 14,1 | 11,6 |
| Alcool izobutilic     | 7,1  | 18,0 | Mercur                 | 18,4 | 16,4 |
| Alcool izopropilic    | 8,2  | 16,0 | Metil-etil-cetonă      | 13,9 | 8,6  |
| Alcool metilic 100 %  | 12,4 | 10,5 | Naftalină              | 7,9  | 18,1 |
| Alcool metilic 90 %   | 12,3 | 11,8 | Nitrobenzen            | 10,6 | 16,2 |
| Alcool metilic 40 %   | 7,8  | 15,5 | Nitrotoluen            | 11,0 | 17,0 |
| Alcool propilic       | 9,1  | 16,6 | Octan                  | 13,7 | 10,0 |
| Amoniac 100 %         | 12,6 | 2,0  | Pentaclor-etan         | 10,9 | 17,3 |
| Amoniac 26 %          | 10,1 | 13,9 | Pentan                 | 14,9 | 5,2  |
| Anhidridă acetică     | 12,7 | 12,8 | Sodiu                  | 16,4 | 13,9 |
| Anilină               | 8,1  | 18,7 | Sulfură de carbon      | 16,1 | 7,5  |
| Apă                   | 10,2 | 13,0 | Terebentină            | 11,5 | 14,9 |
| Benzen                | 12,5 | 10,9 | Tetraclor-etan         | 11,9 | 15,7 |
| Bioxid de carbon      | 11,6 | 0,3  | Tetraclor-etilenă      | 14,2 | 12,7 |
| Bioxid de sulf        | 15,2 | 7,1  | Tetraclorură de carbon | 12,7 | 13,1 |
| Brom                  | 14,2 | 13,2 | Tetraclorură de titan  | 14,4 | 12,3 |
| Bromură de etil       | 14,5 | 8,1  | Toluen                 | 13,7 | 10,4 |
| Bromură de propil     | 14,5 | 9,6  | Triclor-etilenă        | 14,8 | 10,5 |
| Ciclohexanol          | 2,9  | 24,3 | Ulei de in brut        | 7,5  | 27,2 |
| Clor-benzen           | 12,3 | 12,4 | o-Xilen                | 13,5 | 12,1 |
| Cloroform             | 14,4 | 10,2 | m-Xilen                | 13,9 | 10,6 |
|                       |      |      | p-Xilen                | 13,9 | 10,9 |

a) Construcția diagramei: se trasează curba viscozitate-temperatură pentru lichidul de referință, se duc prin punctele  $\eta_1$  și  $\eta_2$  (de pe ordonatele din dreapta) orizontale pînă la curba viscozitate-temperatură și apoi verticale pînă la intersecția lor cu orizontalele corespunzînd la temperaturile  $t_1$  și  $t_2$  de pe ordonatele din stînga, găsind în acest mod punctele 1 și 2; dreapta care trece



prin aceste două puncte reprezintă *linia caracteristică a lichidului*; ea servește pentru determinarea viscozității lichidului la o temperatură oarecare  $t_3$ . Pentru aceasta, se duce orizontala prin diviziunea corespunzătoare temperaturii  $t_3$  de pe ordonata din stînga pînă la intersecția 3 cu linia caracteristică a lichidului de referință și se citește pe ordonata din dreapta viscozitatea căutată a lichidului la temperatura  $t_3$ .

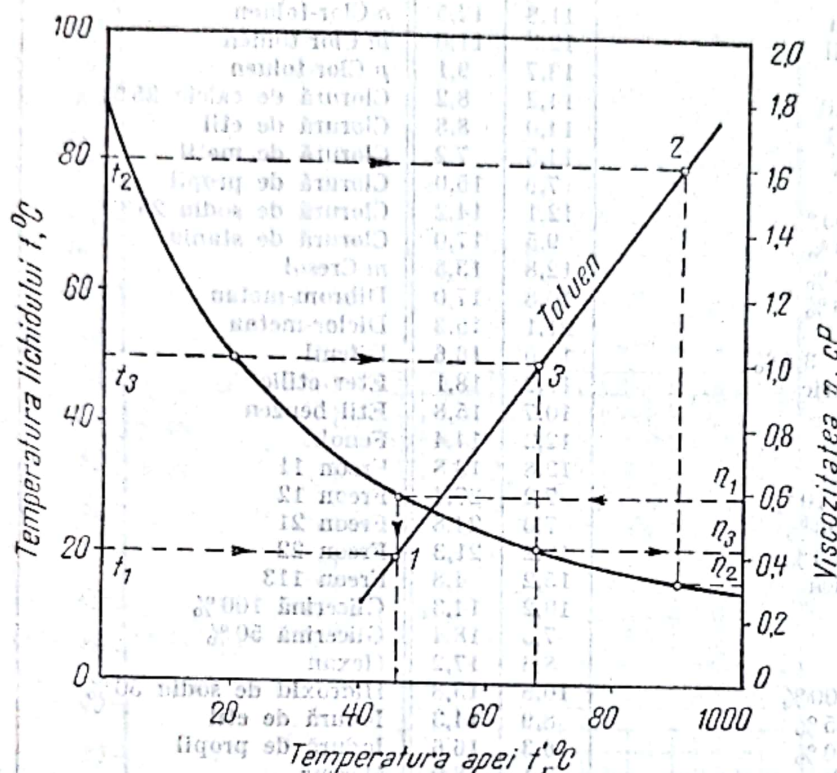


Fig. 8.16. Determinarea viscozității lichidelor.

8.3.1.11. Pentru suspensii de concentrație mică, viscozitatea se determină cu formula lui *Einstein*.

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = 2,5\varphi$$

unde  $\Delta\eta$  este diferența dintre viscozitatea suspensiei și viscozitatea  $\eta$  a fazei continue, iar  $\varphi$  este concentrația de volum a fazei disperse.

8.3.1.12. Pentru emulsii

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = K\varphi$$

$$K = 2,5 - \frac{1,5}{1 + \frac{\eta'}{\eta}}$$

unde  $\eta'$ : este viscozitatea fazei disperse.

### 8.3.2. Fluide newtoniene

La pag. 31 au fost definite *fluidele newtoniene* sau *normal viscoase* prin independența viscozității lor de gradientul de viteză.

Fluidelor nenewtoniene sau fluidele anormal viscoase nu au această proprietate. De aceea, viscozitatea este înlocuită prin noțiunea mai generală de consistență.

8.3.2.1. **Reologia** — parte a hidraulicii — studiază fluidele din punctul de vedere al proprietăților reologice, adică a relației dintre forțele (sau eforturile) tangențiale și deformare (curgere).

Reologia clasifică fluidele nenewtoniene în trei grupe reologice:

- fluide nenewtoniene cu caracteristici independente de timp,
- fluide nenewtoniene cu caracteristici dependente de timp,
- fluide viscoelastice.

a) *Fluidele caracteristice independente de timp.* Ecuația reologică generală a acestei grupe de fluide este:

$$\sigma = \sigma_y + K \left( \frac{dw}{dy} \right)^n \quad (8.37)$$

în care:  $\sigma$  este efortul tangențial;

$\sigma_y$  — constantă numită și efort limită;

$K$  — constantă;

$n$  — exponent (grad de comportare nenewtoniană);

$dw/dy$  — gradientul vitezei (viteza de deformare, reopantă).

Timpul nu apare ca variabilă.

Această grupă cuprinde mai multe subgrupe:

$\alphaFluide newtoniene, care apar ca un caz particular al acestei grupe ( $\sigma_y = 0$ ;  $K = \eta$ ;  $n = 1$ ). Cu aceste valori ale constantelor, ecuația (8.37) devine ecuația (8.31) caracteristică fluidelor newtoniene. În reprezentarea grafică din fig. 8.17, variația efortului cu gradientul vitezei apare, la lichidele newtoniene, ca o linie dreaptă a cărei înclinare este egală cu viscozitatea (linia *a*). Exemple de lichide newtoniene: apă, glicerină, gaze, sticlă topită, metale topite, alcooli, hidrocarburi, soluții apoase ale substanțelor anorganice și ale multor substanțe organice.$

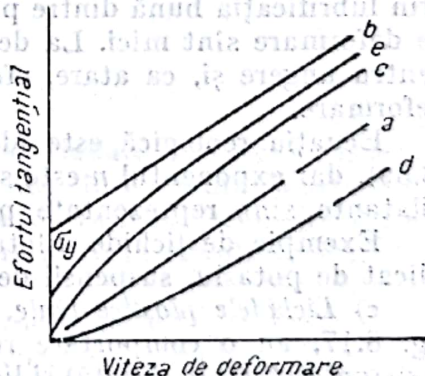


Fig. 8.17. Caracteristicile reologice ale fluidelor:

*a* — lichide newtoniene; *b* — lichide plastice Bingham; *c* — lichide pseudoplastice; *d* — lichide dilatante; *e* — lichide plastice reale.

$\betaLichidele plastice Bingham încep să curgă numai când efortul tangențial a depășit o valoare finită  $\sigma_y$  (efort limită), care reprezintă efortul minim de pierdere a formei. Ecuația lor reologică, caz particular al ecuației generale (8.37), este:$

$$\sigma = \sigma_y + \eta_p \frac{dw}{dy}, \text{ cu } \sigma \geq \sigma_y \quad (8.38)$$

$\sigma_y$  fiind viscozitatea plastică Bingham sau coeficientul de rigiditate.



Lichidele plastice *Bingham* au o structură suficient de rigidă pentru a rezista la eforturi inferioare efortului limită; când efortul limită este depășit ele se comportă ca lichide newtoniene sub sarcina unui efort corespunzător diferenței  $(\sigma - \sigma_y)$ . Când efortul unitar scade sub  $\sigma_y$ , structura lichidelor *Bingham* devine din nou rigidă. În diagrama din fig. 8.17, lichidele *Bingham* sînt reprezentate prin drepte care taie axa ordonatelor la  $\sigma_y$  (linia *b*). Exemple de lichide *Bingham*: noroaie de foraj, pasta de dinți.

$\gamma$ ) *Lichidele pseudoplastice* sînt cele mai răspîndite lichide nenenewtoniene. Ecuația lor reologică este

$$\sigma = K \left( \frac{dw}{dy} \right)^n \quad \text{cu } n < 1 \quad (8.39)$$

sau, pentru comparare cu forma (8.31) a lichidelor newtoniene,

$$\sigma = \left[ K \left( \frac{dw}{dy} \right)^{n-1} \right] \frac{dw}{dy} \quad (8.40)$$

unde expresia din paranteza mare este analoagă viscozității lichidelor newtoniene.

În diagrama din fig. 8.17, lichidele pseudoplastice sînt reprezentate prin curbe de forma *c*. Înclinarea lor limită (pentru  $dw/dy \rightarrow \infty$ ) este viscozitatea la eforturi tangențiale infinite și se notează  $\sigma_y$ .

Comportarea reologică a lichidelor pseudoplastice a fost explicată prin schimbarea (instantanee a) structurii prin alunecare a moleculelor într-o măsură care depinde de valoarea efortului. La micșorarea efortului structura se reface.

Exemple de lichide pseudoplastice: suspensii de particule asimetrice, soluții înalt polimerizate.

$\delta$ ) *Lichidele dilatante* se comportă invers decît cele pseudoplastice la aplicarea eforturilor: la viteze de deformare mici, consistența fluidului este mică și crește cu creșterea vitezei de deformare. Această comportare se explică prin lubrificația bună dintre particule care alunecă ușor, atunci când vitezele de deformare sînt mici. La deformări rapide, lichidul nu mai este suficient pentru ungere și, ca atare, efortul crește mai repede decît crește viteza de deformare.

Ecuația reologică este identică cu cea pentru lichidele pseudoplastice (8.39), dar exponentul  $n$  este supraunitar. În diagrama din fig. 8.17, lichidele dilatante sînt reprezentate prin curbe de forma *d*.

Exemple de lichide dilatante: suspensii de amidon, suspensii de mică, silicat de potasiu, suspensii de polistiren în lichide anorganice.

$\epsilon$ ) *Lichidele plastice reale*, reprezentate prin curba *e* în diagrama din fig. 8.17, au o comportare reologică intermediară între fluidele *Bingham* (existența efortului limită) și lichidele pseudoplastice (viscozitate descrescîndă pînă la o anumită valoare, după care rămîne constantă).

$b$ ) *Lichide cu caracteristici reologice dependente de timp*. La aceste lichide, comportarea lor la curgere variază cu durata efortului. După cum eforturile tangențiale cresc sau descresc cu timpul în care lichidul suferă o deformare de viteză constantă (reopanta constantă, în diagrama din fig. 8.17), se deosebesc:  $\alpha$ ) lichide tixotropice și  $\beta$ ) lichide reopectice.

$\alpha$ ) *Lichidele tixotropice*. Dacă un lichid din această subgrupă este deformat de o forță tangențială constantă, viscozitatea (aparentă) va descresce din



ce în ce mai mult, funcție atât de valoarea forței tangențiale, cât și de durata de acționare. Această comportare este explicată prin ruperea succesivă a unor legături structurale (centre de rupere) și formarea altora; se tinde către un echilibru care depinde de viteza de deformare. La viteze de deformare mari, distrugerea legăturilor structurale este mai înaintată și viscozitatea aparentă scade.

Tixotropia este reversibilă, în sensul că după o durată de repaus structura inițială se reface.

Exemple de lichide tixotropice: unele vopsele, cerneluri, noroaie de foraj.

β) *Lichide reopectice*. De obicei forfecarea provoacă o distrugere a structurii, așa cum s-a arătat la lichidele tixotropice. Există unele excepții, în care un lichid își formează o structură mai rigidă când este supus unui slab efort de forfecare. La o deformare lentă, consistența lichidului crește în timp; fenomenul de reopexie nu apare la deformări (curgeri) rapide. Ca urmare, un lichid reopectic curge la început mai repede și apoi din ce în ce mai încet, dacă diferența de presiune la capetele tubului este mică; la diferențe mari de presiune, curgerea rapidă inițială se menține (nu se formează o structură mai rigidă).

Exemple de lichide reopectice: suspensii diluate (0,005 n) de oleat de amoniu, sol de bentonită, suspensii de ghips.

Există asemănare între mecanismul care explică comportarea reologică a lichidelor pseudoplastice și a celor tixotropice (cu distrugere de structură), pe de o parte, și între lichidele dilatante și reopectice (cu formare de structură), pe de altă parte. Diferența constă în faptul că la lichidele pseudoplastice și dilatante, respectiv, formarea structurii este practic instantanee, pe când la celelalte schimbarea structurii este lentă.

c) *Materialele viscoelastice*. Aceste materiale prezintă proprietăți mixte de viscozitate (ca lichidele) și de elasticitate (ca solidele). Exemple de materiale viscoelastice: aluat de făină, suspensii solide într-un lichid viscos, bitumen.

### 8.3.3. Viscosimetre

Pentru măsurarea viscozității fluidelor staționare sau în curgere, în laborator sau în industrie și pentru a corespunde, în domeniul foarte întins de viscozități (între  $10^{-5}$  și peste  $10^{11}$  P), comportării lor reologice diferite și scopului (indicare, înregistrare, comandă, urmărire în timp), au fost imaginat și construite numeroase viscosimetre.

Vor fi semnalate câteva dintre tipurile curente de viscosimetre.

a) *Viscosimetrele cu curgere* determină viscozitatea lichidelor prin măsurarea duratei de curgere a unei cantități fixe de lichid dintr-un mic rezervor, printr-un orificiu calibrat; exemple, viscosimetrele Engler, Saybolt.

b) *Viscosimetrele cu tub capilar* deduc viscozitatea lichidelor pe baza ecuației lui Poiseuille (8.109), măsurând pierderea de presiune la curgerea lichidului printr-un tub capilar calibrat. Există variante constructive pentru măsurarea continuă a viscozității și pentru înregistrarea sau transmiterea la distanță a rezultatelor.

c) *Viscosimetrele cu bilă* determină viscozitatea din durata de cădere, pe distanța dintre două repere, a unei bile de oțel prin lichidul dintr-un re-



recipient cilindric cu diametrul puțin mai mare decât diametrul bilei, astfel încât în spațiul dintre bilă și peretele recipientului curgerea să fie laminară; exemplu, viscozimetrul *Hoeppler*. În alte variante, bila de oțel este înlocuită cu o bulă de gaz (în mișcare ascendentă) sau de un cilindru metalic.

d) *Viscozimetrele cu punte hidraulică* funcționează în mod analog cu puntea electrică *Wheastone*; rezistențele electrice sînt înlocuite prin rezistențe hidraulice formate din capilare; în două colțuri ale punții sînt legate tuburile de alimentare și evacuare, cu debit constant, iar între celelalte două colțuri se măsoară pierderea de presiune.

e) *Viscozimetrele rotative* permit măsurarea viscozității prin măsurarea momentului de torsiune a unui corp (disc, cilindru sau placă) care se rotește în lichidul studiat, prin intermediul unui arc calibrat; momentul de torsiune se măsoară prin dispozitive mecanice sau electrice. Viscozimetrul *Stormer* măsoară turația unui cilindru rotit, în lichidul studiat, de o forță cunoscută.

f) *Viscozimetrele cu rotametre* se bazează pe sensibilitatea unor plutitoare de rotametre la viscozitatea fluidelor (lichide și suspensii); reglînd debitul la o valoare fixă (cu ajutorul unui alt plutitor sensibil la debit, în același tub), plutitorul, de formă specială, indică viscozitatea pe o scară etalonată.

g) *Viscozimetrele vibratoare sau oscilante* măsoară viscozitatea prin capacitatea mediilor viscoase de a amortiza semnalele de înaltă frecvență sau mișcarea unei palete oscilante.

#### 8.3.4. Transferul momentului

Se scrie ecuația lui *Newton* (8.31) în forma echivalentă:

$$\sigma = -\frac{\eta}{\rho} \frac{d(\rho w)}{dy} \quad (8.41)$$

sau

$$\sigma = -\nu \frac{d(\rho w)}{dy} \quad (8.42)$$

Produsul  $\rho w = w/v = mw/V$  este momentul sau cantitatea de mișcare pe unitatea de volum,  $v$  fiind volumul specific, iar  $V$  — volumul masei  $m$  de fluid.

Tensiunea tangențială este deci proporțională cu gradientul momentului pe unitatea de volum, în direcția perpendiculară pe suprafață în care există tensiunea tangențială; factorul de proporționalitate este viscozitatea cinematică a fluidului.

Tensiunea tangențială (efortul unitar tangențial) apare ca o măsură a variației momentului pe normala la suprafață și deci ca o măsură a transferului momentului în această direcție.

Semnul minus, în ecuațiile (8.41) și (8.42), a fost introdus pentru a ține seama că transferul momentului se face în sensul micșorării momentului, adică de la straturi cu viteze mari la straturi cu viteze mai mici.

Mecanismul de transfer al momentului rezultă mai clar din considerarea mișcării moleculelor unui gaz în curgere laminară. Între două straturi vecine există un schimb de molecule în ambele sensuri. Cînd cele două straturi au viteze diferite, moleculele de gaz care trec din stratul cu viteză mai mare în cel cu viteză inferioară aduc în aceasta un supliment de cantitate de mișcare în comparație cu moleculele care se mișcă în sens invers.



În fig. 8.18 sînt imaginate cele două straturi din curentul gazului: stratul inferior are viteza  $w_l$ , iar cel superior viteza  $w_r > w_l$ . O moleculă din stratul rapid trece în cel lent, aducînd momentul  $mw_r$ ; o altă moleculă trece în sens contrar, aducînd din stratul lent în stratul rapid momentul  $mw_l$ . Rezultă un transport net de moment egal cu  $m(w_r - w_l)$ , în sensul de la stratul cu viteză mai mare la stratul cu viteză mai mică. Numărul moleculelor care se mișcă în cele două sensuri este același, deoarece nu există un transport net de gaz în direcția transversală.

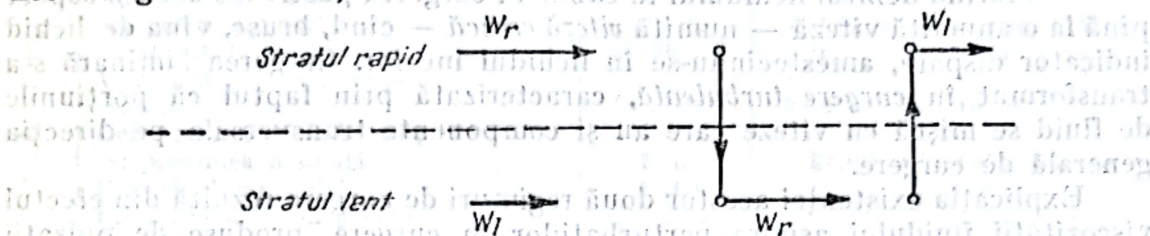


Fig. 8.18. Transportul momentului.

În curgerea turbulentă, transportul de moment (cantitate de mișcare) prin acest mecanism molecular este depășit prin transportul turbulent, adică prin transportul rezultat din componentele transversale ale vitezelor pentru porțiuni macroscopice de fluid.

### 8.3.5. Regimuri de curgere

#### 8.3.5.1. Curgere laminară și curgere turbulentă

a) *Experiență demonstrativă.* Printr-un tub transparent  $T$ , curge — cu debit reglabil — un lichid incolor; printr-un tub subțire  $t$  este adus, în axa primului tub, un lichid indicator colorat (fig. 8.19). Urmărind curgerea în

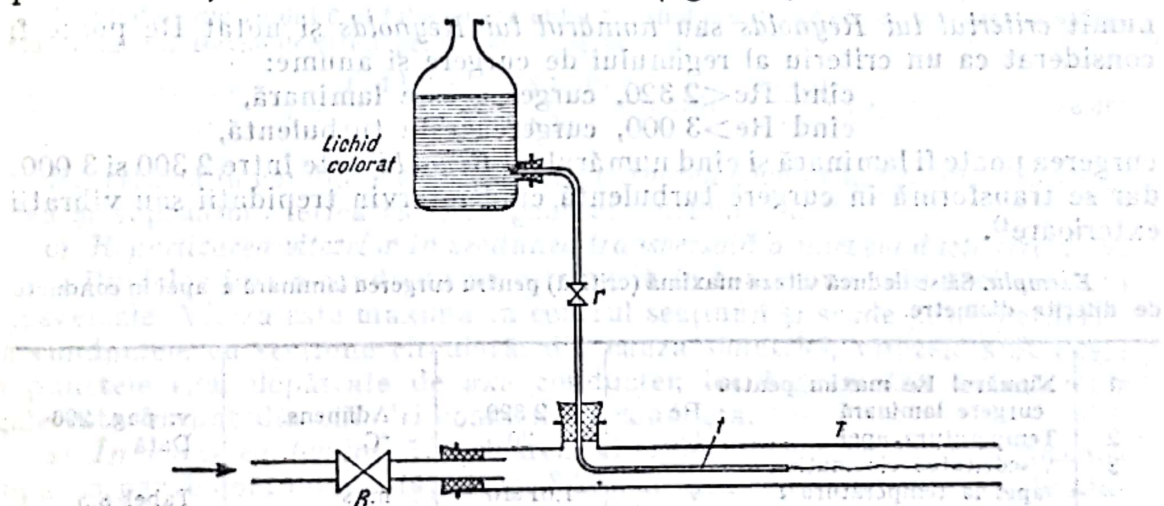


Fig. 8.19. Experiența demonstrativă pentru curgerea laminară și curgerea turbulentă.

tubul  $T$  cînd viteza lichidului incolor este mărită prin deschiderea treptată a robinetului  $R$ , se constată următoarele fenomene (*O. Reynolds*, Trans. Roy Soc. London, A 174, 1883, p. 935):

— La viteze mici ale lichidului incolor, se formează — în prelungirea tubului  $t$ , din interiorul tubului  $T$  — o vîină subțire de lichid colorat, care



se menține distinctă, înăuntrul lichidului incolor. Schimbînd poziția tubului  $t$ , se constată formarea și menținerea vinei de lichid colorat paralelă cu axa tubului  $T$ . Rezultă că cele două lichide nu se amestecă în timpul curgerii lor prin tub; ele curg liniștit, paralel cu axa tubului, fără mișcări transversale de amestecare. Această curgere, în care fiecare porțiune de fluid se mișcă cu o viteză dirijată în direcția generală de curgere — fără componente transversale — se numește *curgere laminară* sau *curgere vîscoasă*.

— Mărind debitul lichidului în tubul  $T$ , curgerea păstrează același aspect pînă la o anumită viteză — numită *viteză critică* — cînd, brusc, vîna de lichid indicator dispăre, amestecîndu-se în lichidul incolor. Curgerea laminară s-a transformat în *curgere turbulentă*, caracterizată prin faptul că porțiunile de fluid se mișcă cu viteze care au și componente transversale pe direcția generală de curgere.

Explicația existenței acestor două regimuri de curgere rezultă din efectul viscozității fluidului asupra perturbațiilor în curgere, produse de pulsații și trepidații exterioare, de asperitățile pereților, de diferite obstacole ca: schimbări de secțiune, schimbări în direcția de curgere etc. La viteze mici, viscozitatea fluidului poate amortiza perturbațiile locale, la viteze mai mari, amortizarea se face din ce în ce mai greu și, la viteze superioare vitezei critice, viscozitatea nu mai este în stare să înlăture efectul perturbațiilor provenite din cauzele menționate.

b) *Criteriul lui Reynolds*. Repetînd experiența precedentă cu diferite fluide și cu conducte din diferite materiale și de diferite diametre, s-a constatat că:  $\alpha$ ) viteza critică crește cu creșterea viscozității fluidului și cu scăderea diametrului conductei;  $\beta$ ) grupul adimensional de mărimi

$$\frac{wd}{\nu} = Re \quad (8.43)$$

numit *criteriul lui Reynolds* sau *numărul lui Reynolds* și notat  $Re$  poate fi considerat ca un criteriu al regimului de curgere și anume:

cînd  $Re < 2\,320$ , curgerea este laminară,

cînd  $Re > 3\,000$ , curgerea este turbulentă,

curgerea poate fi laminară și cînd numărul lui *Reynolds* este între  $2\,300$  și  $3\,000$ , dar se transformă în curgere turbulentă cînd intervin trepidații sau vibrații exterioare<sup>1)</sup>.

*Exemplu.* Să se deducă viteza maximă (critică) pentru curgerea laminară a apei în conducte de diferite diametre.

|   |                                                   |       |                      |          |             |
|---|---------------------------------------------------|-------|----------------------|----------|-------------|
| 1 | Numărul $Re$ maxim pentru curgere laminară        | $Re$  | 2 320                | Adimens. | v. pag. 296 |
| 2 | Temperatura apei                                  | $t$   | 20                   | °C       | Data        |
| 3 | Viscozitatea cinematică a apei la temperatura $t$ | $\nu$ | $1,01 \cdot 10^{-6}$ | $m^2/s$  | Tabel 8.5   |
| 4 | Viteza maximă pentru curgerea laminară            |       |                      |          |             |
|   | — în conducte cu $d=100\text{ mm}$                | $w$   | 0,023                | m/s      | Ec. (8.43)  |
|   | — în conducte cu $d=10\text{ mm}$                 | $w$   | 0,23                 | m/s      | Ec. (8.43)  |
|   | — în conducte cu $d=1\text{ mm}$                  | $w$   | 2,3                  | m/s      | Ec. (8.43)  |
|   | — în conducte cu $d=0,1\text{ mm}$                | $w$   | 23                   | m/s      | Ec. (8.43)  |

<sup>1)</sup> Valoarea limită pentru curgerea laminară variază, după diferiți autori, între  $Re=2\,000$  și  $Re=2\,320$ .

Din acest exemplu rezultă că în condițiile normale de curgere în conductele instalațiilor industriale, curgerea lichidelor este aproape totdeauna turbulentă. În tuburi capilare — de exemplu, în porii unui filtru — curgerea este laminară.

*Exemplu.* Să se calculeze presiunile maxime sub care curgerea aerului, la 20°C, într-o conductă de 100 mm diametru și la diferite viteze, este laminară.

|   |                                                    |                 |                          |                   |             |
|---|----------------------------------------------------|-----------------|--------------------------|-------------------|-------------|
| 1 | Numărul Re maxim pentru curgerea laminară          | Re <sub>c</sub> | 2 320                    | A dminis.         | v. pag. 296 |
| 2 | Temperatura aerului                                | t               | 20                       | °C                | Data        |
| 3 | Viscozitatea aerului la temperatura t              | η               | 18,1 · 10 <sup>-6</sup>  | kg/m · s          | Tabel 8.2   |
| 4 | Densitatea aerului la temp. t și presiunea normală | ρ <sub>1</sub>  | 1,20                     | kg/m <sup>3</sup> | Tabel 8.2   |
| 5 | Diametrul conductei                                | d               | 0,100                    | m                 | Data        |
| 6 | Presiunea maximă pentru curgerea laminară          |                 |                          |                   |             |
|   | — cu viteza w=1 m/s                                | p               | 0,36 · 10 <sup>5</sup>   | Pa                | Observație  |
|   | — cu viteza w=10 m/s                               | p               | 0,036 · 10 <sup>5</sup>  | Pa                | Idem        |
|   | — cu viteza w=100 m/s                              | p               | 0,0036 · 10 <sup>5</sup> | Pa                | Idem        |

*Observație.* Densitatea unui gaz, fiind proporțională cu presiunea, se introduce în ecuația:

$$\rho = \rho_1 p / (1,013 \cdot 10^5) \quad (8.44)$$

în care: ρ<sub>1</sub> este densitatea aerului la presiunea normală (1,013 · 10<sup>5</sup> Pa);  
p — presiunea gazului, Pa.

Se obține:

$$Re = \frac{wd\rho}{\eta} = \frac{wd\rho_1 p}{1,013 \cdot 10^5 \eta}$$

de unde

$$p = \frac{1,013 \cdot 10^5 \eta}{wd\rho_1} Re \quad (8.45)$$

Rezultatele din rândul 6 al tabelului se obțin folosind ecuația (8.45) cu valoarea maximă a numărului lui Reynolds (Re<sub>c</sub>) pentru curgerea laminară:

$$p = \frac{1}{w} \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 18,1 \cdot 10^{-6}}{0,100 \cdot 1,20} 2\,320 = \frac{35\,450}{w} \text{ Pa} \quad (8.46)$$

Rezultă că în conductele industriale, curgerea gazelor la presiunea atmosferică și supraatmosferică este, în general, turbulentă.

c) *Repartizarea vitezelor în secțiunea transversală a unei conducte circulare.* Viteza fluidelor într-o conductă nu este egală în toate punctele unei secțiuni transversale. Viteza este maximă în centrul secțiunii și scade către periferie. La conductele cu secțiune circulară, din cauza simetriei, vitezele sînt egale în punctele egal depărtate de axa conductei; locul geometric al vitezelor egale este format din cilindri coaxiali cu conducta.

α) În curgerea laminară, valoarea vitezelor locale w<sub>l</sub> se repartizează după un paraboloid de revoluție (fig. 8.20), în axa conductei viteza este maximă w<sub>M</sub>, scade treptat cu cît punctul considerat este mai departe de axa conductei, și se anulează la perete (unde paraboloidul vitezelor intersectează conducta). În coordonate cilindrice, ecuația paraboloidului vitezelor este:

$$w_l = w_M \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_c} \right)^2 \right] \quad (8.47)$$

unde r<sub>c</sub> este raza conductei, iar r este distanța de la axă, a punctului care are viteza locală w<sub>l</sub> (v. demonstrația la pag. 306).



Volumul paraboloidului vitezelor (baza înmulțită cu semiînălțimea) este

$$V = A \frac{w_M}{2},$$

unde  $A$  este aria secțiunii conductei.

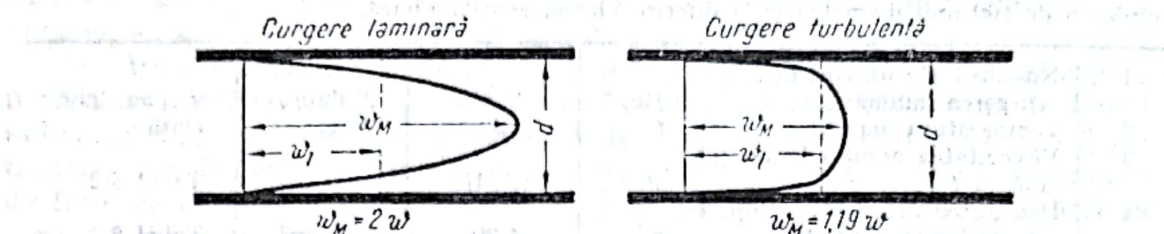


Fig. 8.20. Repartizarea vitezelor în secțiunea unei conducte circulare.

Viteza medie  $w$  a lichidului este deci

$$w = \frac{V}{A} = \frac{w_M}{2} \quad (8.48)$$

în curgerea laminară; viteza medie este egală cu jumătate din viteza maximă.

Din ecuațiile (8.47) și (8.48), rezultă:

$$w_t = 2w \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_c} \right)^2 \right] \quad (8.49)$$

Ecuațiile (8.47) și (8.49) verifică anularea vitezei la perete ( $r = r_c$ ). Stratul de fluid în care viteza scade repede, pînă la anulare, se numește *strat limită*. Grosimea stratului limită nu este definită, dar depinde de proprietățile fluidului, de asperitățile conductei și de viteza fluidului.

Stratul limită influențează mult procesele de transfer de căldură și transfer de masă.

β) În curgerea turbulentă, viteza locală într-un punct oarecare variază ca direcție și valoare în fiecare moment. Se poate însă defini componenta axială (paralelă cu axa conductei) medie în timp a vitezei, care se consideră constantă (în regim staționar) și egală, pentru toate punctele situate pe cilindri coaxiali, cu conducta (pentru problemele curente se consideră și curgerea turbulentă ca o curgere telescopică).

Pentru curgerea turbulentă, viteza (componenta axială) într-un punct situat la distanța  $r$  de axa conductei este:

$$w_t = w_M \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_c} \right)^{1.25} \right]^{1/7} \quad (8.50)$$

iar

$$w = 0,84 w_M$$

deci

$$w_t = 1,19 w \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_c} \right)^{1.25} \right]^{1/7} \quad (8.51)$$



unde  $w_M$  este viteza maximă (în axa conductei), iar  $w$  este viteza medie a fluidului în conductă, rezultată din împărțirea debitului de volum la aria secțiunii conductei.

Repartizarea vitezelor în secțiunea conductei (fig. 8.20, b) corespunde unei suprafețe de revoluție mai puțin ascuțită decât paraboloidul de la curgerea laminară. Și la curgerea turbulentă apare stratul limită cu anularea vitezei la perete. Din cauza micșorării vitezei, în stratul limită curgerea este laminară.

**8.3.5.2. Curgerea moleculară.** S-a arătat, în exemplul de la pag. 297, că la presiune normală sau la depresiunile obișnuite în tehnică, curgerea gazelor este turbulentă sau laminară. La presiuni foarte mici, regimul curgerii se schimbă din nou.

Definiția curgerii laminare, după care porțiunile de lichid se mișcă paralel cu axa conductei, trebuie înțeleasă numai macroscopic; de fapt moleculele unui gaz în curgere, cu viteze diferite, se ciocnesc frecvent și își schimbă individual de multe ori direcția. Deoarece însă, la presiuni mici, distanța medie parcursă de moleculă, între două ciocniri (drumul liber mijlociu) este mică față de diametrul conductelor, se consideră — din punct de vedere statistic și macroscopic — că gazul curge paralel cu axa conductei.

Cînd presiunea gazului scade sub limita la care drumul liber mijlociu este de ordinul de mărime al diametrului conductei, moleculele se mișcă tot dezordonat, dar fără multe ciocniri între ele. Curgerea în aceste condiții se numește *curgere moleculară*.

Delimitarea dintre curgerea laminară și curgerea moleculară nu este netă între cele două regimuri de curgere există un interval de tranziție numită *curgere intermediară* sau *curgere mixtă*.

Cu totul convențional, presiunile joase se împart în trei trepte:

- vid parțial între  $1,0132 \cdot 10^5$ —133,3 Pa (760—1 torr);
- vid mediu între 133,3—0,1333 Pa ( $1-10^{-3}$  torr);
- vid înaintat sub 0,1333 Pa ( $10^{-3}$  torr).

Mai puțin empiric, se consideră vid înaintat presiunile la care drumul liber mijlociu al moleculelor este mai mare decît distanța determinantă pentru un fenomen; de exemplu, diametrul conductei pentru curgerea prin conducte, distanța dintre suprafața caldă de vaporizare și suprafața rece de condensare la distilarea moleculară (v. cap. „Distilarea și rectificarea” din vol. II).

Drumul liber mijlociu al moleculelor unui gaz este dat de teoria cinetică a gazelor, prin relația:

$$l = 85,89 \frac{\eta}{p} \sqrt{\frac{T}{M}} \quad (8.52)$$

în care:  $l$  este drumul liber mijlociu, cm;

$\eta$  — viscozitatea gazului, kg/m·s;

$p$  — presiunea gazului, torr;

$T$  — temperatura absolută, K;

$M$  — masă moleculară, g/mol.

**Exemplu.** Să se calculeze drumul liber mijlociu al moleculelor aerului la 20°C și la diferite presiuni

|   |                                                |        |                       |            |             |
|---|------------------------------------------------|--------|-----------------------|------------|-------------|
| 1 | Temperatura gazului                            | $t$    | 20                    | °C         | Data        |
| 2 | Temperatura absolută                           | $T$    | 293                   | K          | (1)+273     |
| 3 | Viscozitatea aerului la temperatura $t$        | $\eta$ | $18,1 \cdot 10^{-6}$  | kg/(m · s) | Tabelul 8.2 |
| 4 | Masa moleculară medie a moleculelor aerului    | $M$    | 29                    | g/mol      |             |
| 5 | Presiunea                                      | $p$    | 760                   | torr       | Data        |
| 6 | Drumul liber mijlociu:                         |        |                       |            |             |
|   | — la 760 torr = $1,013 \cdot 10^5$ Pa          |        | $6,50 \cdot 10^{-6}$  | cm         | Ec. (8.52)  |
|   | — la 100 torr = $0,133 \cdot 10^5$ Pa          |        | $4,943 \cdot 10^{-5}$ | cm         | Observ.     |
|   | — la 10 torr = $0,133 \cdot 10^4$ Pa           |        | $4,943 \cdot 10^{-4}$ | cm         | Observ.     |
|   | — la 1 torr = $0,133 \cdot 10^3$ Pa            |        | $4,943 \cdot 10^{-3}$ | cm         | Observ.     |
|   | — la $10^{-1}$ torr = $0,133 \cdot 10^2$ Pa    |        | $4,943 \cdot 10^{-2}$ | cm         | Observ.     |
|   | — la $10^{-2}$ torr = $0,133 \cdot 10$ Pa      |        | $4,943 \cdot 10^{-1}$ | cm         | Observ.     |
|   | — la $10^{-3}$ torr = $0,133$ Pa               |        | 4,943                 | cm         | Observ.     |
|   | — la $10^{-4}$ torr = $0,133 \cdot 10^{-1}$ Pa |        | $4,943 \cdot 10$      | cm         | Observ.     |
|   | — la $10^{-5}$ torr = $0,133 \cdot 10^{-2}$ Pa |        | $4,943 \cdot 10^2$    | cm         | Observ.     |
|   | — la $10^{-6}$ torr = $0,133 \cdot 10^{-3}$ Pa |        | $4,943 \cdot 10^3$    | cm         | Observ.     |

**Observație.** Introducând datele problemei în ecuația (8.52) se obține  $l = 4,943 \cdot 10^{-3} p$ ,

Din acest exemplu rezultă că, la aceeași temperatură, drumul liber mijlociu este invers proporțional cu presiunea gazului și că la presiuni mai mici decât  $10^{-3}$  torr ( $0,133$  Pa) el este de ordinul de mărime al distanțelor (diametre, distanțe între două suprafețe) realizabile în aparatele tehnice.

Curgerea mixtă și curgerea moleculară sunt definite prin limitele valorilor produsului  $pD$ , între  $p$ , presiunea gazului (torr) și  $D$  diametrul conductei (m):

— pentru curgerea intermediară sau mixtă:

$$0,00018 < pD < 0,056 \quad (8.53)$$

— pentru curgerea moleculară:

$$pD < 0,00018 \quad (8.54)$$

**Exemplu.** Să se calculeze presiunea maximă pentru curgerea intermediară și pentru curgerea moleculară, într-o conductă cu diametrul de 100 mm.

Pentru curgerea intermediară, valoarea maximă a produsului  $pD$  este 0,056, deci presiunea maximă în curgerea intermediară este:

$$p_i = \frac{0,056}{D} = \frac{0,056}{0,100} = 0,56 \text{ torr} = 74,6 \text{ Pa},$$

iar presiunea maximă pentru curgerea moleculară

$$p_m = \frac{0,00018}{D} = \frac{0,00018}{0,100} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ torr} = 0,24 \text{ Pa}$$

La această presiune, drumul liber mijlociu al moleculelor aerului (v. observația de la exercițiul precedent) este:

$$l = \frac{4,943 \cdot 10^{-3}}{p} = \frac{4,943 \cdot 10^{-3}}{1,8 \cdot 10^{-3}} = 2,75 \text{ cm}$$



### 8.3.6. Ecuațiile fundamentale ale hidrodinamicii

**8.3.6.1. Debite.** Debitul (momentan)  $G$  este limita raportului dintre cantitatea  $\Delta C$  de fluid și durată  $\Delta \tau$ , în care această cantitate trece printr-o secțiune a curentului de fluid, când  $\Delta \tau$  tinde către zero

$$G = \lim_{\Delta \tau \rightarrow 0} \frac{\Delta C}{\Delta \tau} = \frac{dC}{d\tau} \quad (8.55)$$

Când debitul variază în timp (regim nestaționar), pe lângă *debitul momentan* (la momentul  $\tau$ ) definit prin ecuația (8.55), se folosește și *debitul mediu* (în intervalul de timp  $\Delta \tau$ ):

$$\bar{G} = \frac{\Delta C}{\Delta \tau} = \frac{1}{\Delta \tau} \int_{\tau}^{\tau + \Delta \tau} G d\tau \quad (8.56)$$

Variația debitului  $G$  în funcție de timp trebuie să fie cunoscută fie printr-o ecuație  $G=f(\tau)$ , fie printr-o diagramă; în acest din urmă caz, integrala reprezintă aria de sub curbă, cuprinsă între abscisele la timpul  $\tau$  și  $(\tau + \Delta \tau)$ .

După cum cantitatea  $\Delta C$  este exprimată în unități de masă, de greutate, de volum sau de moli, se distinge *debitul de masă*, *debitul gravimetric*, *debitul de volum* și *debitul molar*. Relațiile dintre aceste debite sînt:

$$G_m = \frac{1}{g} G_g = \rho G_v = M G_M \quad (8.57)$$

în care:  $G_m$  este debitul de masă;  
 $G_g$  — debitul gravimetric;  
 $G_v$  — debitul de volum;  
 $G_M$  — debitul molar;  
 $g$  — accelerația gravitațională;  
 $\rho$  — densitatea fluidului;  
 $M$  — masa moleculară a fluidului.

**8.3.6.2. Ecuații de continuitate.** Ecuațiile de continuitate sînt aplicabile în toate secțiunile unui curent de fluid.

a) *Ecuațiile debitelor.* Aplicînd ecuația bilanțului de materiale (2.4) la o porțiune din curentul de fluid, mărginită de secțiunile 1 și 2, se obține:

și, extinzînd la alte secțiuni

$$G_m = w_1 A_1 \rho_1 = w_2 A_2 \rho_2 = \dots = w_i A_i \rho_i = \text{const.} \quad (8.58)$$

unde:  $w$  este viteza fluidului;

$A$  — aria secțiunii prin curentul de fluid;

$\rho$  — densitatea fluidului.

Indicii 1, 2, ...,  $i$  se referă la secțiuni transversale oarecare ale curentului de fluid.

Pentru fluide necompresibile (lichide),  $\rho = \text{const}$ , ecuația (8.58) se reduce la:

$$G_v = w_1 A_1 = w_2 A_2 = \dots = w_i A_i = \text{const.} \quad (8.8)$$



Pentru conducte circulare ( $A = \pi d^2/4$ ), sînt frecvent folosite următoarele relații:

$$w = \frac{G_m}{A\rho} \quad A = \frac{G_m}{w\rho} \quad d = \sqrt{\frac{4G_m}{\pi w\rho}}$$

$$w = \frac{G_v}{A} \quad A = \frac{G_v}{w} \quad d = \sqrt{\frac{4G_v}{\pi w}}$$

În tabelul 8.7 sînt date debitele de volum care trec prin conducte circulare de diferite diametre, cînd viteza fluidului este de 1 m/s; tabelul conține numai diametre între 10 și 100 mm; pentru alte diametre, se folosesc datele din tabel înmulțite cu pătratul raportului dintre diametrul care interesează și cel din tabel. Pentru alte viteze, se înmulțesc datele din tabel cu viteza în m/s.

Tabelul 8.7

Debitul în țevi circulare la viteza de 1 m/s

| Diametrul,<br>mm | Secțiunea,<br>cm <sup>2</sup> | Debitul                              |                     |                   |
|------------------|-------------------------------|--------------------------------------|---------------------|-------------------|
|                  |                               | 10 <sup>-3</sup> · m <sup>3</sup> /s | m <sup>3</sup> /min | m <sup>3</sup> /h |
| 10               | 0,785                         | 0,0785                               | 0,00471             | 0,2826            |
| 15               | 1,767                         | 0,1767                               | 0,01060             | 0,6361            |
| 20               | 3,142                         | 0,3142                               | 0,01885             | 1,1311            |
| 25               | 4,909                         | 0,4909                               | 0,02945             | 1,7672            |
| 30               | 7,069                         | 0,7069                               | 0,04241             | 2,5448            |
| 35               | 9,621                         | 0,9621                               | 0,05773             | 3,4536            |
| 40               | 12,566                        | 1,2566                               | 0,07540             | 4,5238            |
| 45               | 15,904                        | 1,5904                               | 0,09542             | 5,7254            |
| 50               | 19,635                        | 1,9635                               | 0,11781             | 7,0686            |
| 55               | 23,758                        | 2,3758                               | 0,14255             | 8,5529            |
| 60               | 28,274                        | 2,8274                               | 0,16964             | 10,179            |
| 65               | 33,183                        | 3,3183                               | 0,19910             | 11,946            |
| 70               | 38,484                        | 3,8484                               | 0,23090             | 13,854            |
| 75               | 44,179                        | 4,4179                               | 0,26507             | 15,904            |
| 80               | 50,266                        | 5,0266                               | 0,30160             | 18,096            |
| 85               | 56,745                        | 5,6745                               | 0,34047             | 20,428            |
| 90               | 63,617                        | 6,3617                               | 0,38170             | 22,902            |
| 95               | 70,882                        | 7,0882                               | 0,42529             | 25,518            |
| 100              | 78,540                        | 7,8540                               | 0,47124             | 28,274            |

b) *Ecuații diferențiale de continuitate.* Dintr-un bilanț de materiale aplicat unui paralelipiped elementar de fluid au fost deduse, la cap. 2.3.5, următoarele ecuații de continuitate:

— pentru un fluid oarecare în regim nestaționar

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (w_x \rho)}{\partial x} + \frac{\partial (w_y \rho)}{\partial y} + \frac{\partial (w_z \rho)}{\partial z} = 0 \quad (8.59)$$

sau

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \rho \left( \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) + w_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + w_z \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \quad (8.60)$$

— pentru un fluid oarecare în regim staționar:

$$\frac{\partial (w_x \rho)}{\partial x} + \frac{\partial (w_y \rho)}{\partial y} + \frac{\partial (w_z \rho)}{\partial z} = 0 \quad (8.61)$$

sau

$$\rho \left( \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) + w_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + w_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + w_z \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \quad (8.62)$$

— pentru un fluid necompresibil (lichid), cu  $\rho = \text{const.}$ :

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0 \quad (8.63)$$

care, în notație vectorială, se scrie:

$$\text{div } w = 0 \quad (8.64)$$

### 8.3.6.3. Ecuațiile diferențiale ale lui Euler pentru curgerea fluidelor.

Ecuațiile lui Euler includ următoarele ipoteze simplificatoare: 1) regimul staționar și 2) fluide ideale, fără frecări interne (viscozitatea nulă). Deducerea ecuațiilor pentru fluidele în curgere este asemănătoare cu cea arătată la fluidele în repaus (v. 8.2.1.2); deosebirea constă în faptul că proiecțiile forțelor pe axele de coordonate se anulează la fluidele în repaus, pe cînd la fluidele în curgere, suma proiecțiilor forțelor este egală cu produsul dintre masa fluidului ( $\rho dV = \rho dx dy dz$ ) și accelerație ( $dw/d\tau$ ). Cu această schimbare, ecuațiile (8.7) iau forma:

$$\left. \begin{aligned} p_x dy dz - \left( p_x + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz &= \rho dx dy dz \frac{dw_x}{d\tau} \\ p_y dx dz - \left( p_y + \frac{\partial p}{\partial y} dy \right) dx dz &= \rho dx dy dz \frac{dw_y}{d\tau} \\ p_z dx dy - \left( p_z + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) dx dy + g\rho dx dy dz &= \rho dx dy dz \frac{dw_z}{d\tau} \end{aligned} \right\} \quad (8.65)$$

După simplificări ecuațiile (8.65) devin:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{dw_x}{d\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial x} \\ \rho \frac{dw_y}{d\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial y} \\ \rho \frac{dw_z}{d\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial z} + g\rho \end{aligned} \right\} \quad (8.66)$$

Deoarece

$$\frac{dw_x}{d\tau} = \frac{dw_x}{dx} \frac{dx}{d\tau} = \frac{dw_x}{dx} w_x$$

etc.

ecuațiile (8.66) iau forma:

$$\left. \begin{aligned} \rho w_x \frac{dw_x}{dx} &= - \frac{\partial p}{\partial x} \\ \rho w_y \frac{dw_y}{dy} &= - \frac{\partial p}{\partial y} \\ \rho w_z \frac{dw_z}{dz} &= - \frac{\partial p}{\partial z} + g\rho \end{aligned} \right\} \quad (8.67)$$



Acestea sînt ecuațiile diferențiale ale lui *Euler* valabile pentru fluide ideale, curgînd în regim staționar, în cîmp gravitațional, sau în transcriere vectorială:

$$\rho \frac{d\vec{w}}{d\tau} = \rho \vec{F} - \text{grad } p \quad (8.68)$$

unde  $\vec{F}$  este forța de inerție pe unitatea de masă.

Pentru curgerea lichidelor ideale în regim nestaționar se înlocuiesc derivatele parțiale  $\partial w_x / \partial x$  etc. cu derivatele substanțiale respective<sup>1)</sup>:

$$\frac{Dw_x}{D\tau} = \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z}, \text{ etc.}$$

iar ecuațiile lui *Euler* pentru curgerea unui lichid ideal în cîmp gravitațional devin:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{Dw_x}{D\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial x} \\ \rho \frac{Dw_y}{D\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial y} \\ \rho \frac{Dw_z}{D\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial z} + g\rho \end{aligned} \right\}$$

**8.3.6.4. Ecuațiile lui Navier-Stokes pentru curgerea fluidelor reale.** Aceste ecuații rezultă din ecuațiile lui *Euler* (8.67), introducînd următoarele completări:

— generalizarea forțelor de inerție care acționează asupra masei fluidului (în ecuațiile lui *Euler* — (8.67) — a fost considerată numai forța gravitațională verticală); în ecuațiile *Navier-Stokes* apar cele trei componente  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  reprezentînd proiecțiile pe trei axe de coordonate ale rezultantei forțelor de inerție pentru unitatea de masă, dirijată după o direcție oarecare în spațiu; de exemplu, într-un cîmp centrifug forța de inerție este dirijată perpendicular pe axa de rotație;

— considerarea forțelor de frecare internă (viscozitate diferită de zero) care definesc fluidul real:

<sup>1)</sup> În studiul fluidelor în mișcare intervin — ca și în cazul acesta — derivate totale de forma:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + \frac{\partial \varphi}{\partial x} \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \frac{dy}{d\tau} + \frac{\partial \varphi}{\partial z} \frac{dz}{d\tau}$$

sau

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + \frac{\partial \varphi}{\partial x} w_x + \frac{\partial \varphi}{\partial y} w_y + \frac{\partial \varphi}{\partial z} w_z$$

în care:  $\partial \varphi / \partial \tau$  este variația locală de timp a mărimii  $\varphi$ ;

$\partial \varphi / \partial x$ ,  $\partial \varphi / \partial y$ ,  $\partial \varphi / \partial z$  sînt gradientii mărimii  $\varphi$ , după direcțiile  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ;

$dx/d\tau = w_x$ ,  $dy/d\tau = w_y$ ,  $dz/d\tau = w_z$  sînt componentele vitezei fluidului, după direcțiile  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .

Aceste derivate care se referă la fluide în mișcare au fost numite *derivate substanțiale*; se notează cu  $D\varphi/D\tau$  și se citește: „derivata substanțială a mărimii  $\varphi$ ”:

$$\frac{D\varphi}{D\tau} = \frac{\partial \varphi}{\partial \tau} + \frac{\partial \varphi}{\partial x} w_x + \frac{\partial \varphi}{\partial y} w_y + \frac{\partial \varphi}{\partial z} w_z$$



Cu aceste completări, ecuațiile de curgere devin ecuațiile *Navier-Stokes*; — pentru direcția  $x$ :

$$\rho \left( \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) = \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{3} \eta \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) \quad (8.69)$$

și ecuațiile analoage pentru direcțiile  $y$  și  $z$ .

În formă prescurtată, ecuațiile *Navier-Stokes* se scriu:

$$\frac{Dw_x}{D\tau} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \nabla^2 w_x + \frac{1}{3} \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \quad (8.70)$$

în care:

$$\frac{Dw_x}{D\tau} = \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \quad \text{este derivata substanțială a}$$

vitezei  $w_x$ ;

$$\nabla^2 w_x = \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \quad \text{este operatorul lui Laplace;}$$

$\theta = \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z}$  este divergența vitezei ( $\text{div. } w$ ) și este numit *dilație cubică*;

$\nu = \eta/\rho$  este viscozitatea cinematică.

Forma verticală a ecuațiilor *Navier-Stokes* este:

$$\rho \vec{w} \text{ grad } \vec{w} + \rho \frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} = \rho \vec{F} - \text{grad } p + \eta \Delta \vec{w} + \frac{1}{3} \eta \text{ grad div } \vec{w} \quad (8.71)$$

în care  $\Delta \vec{w}$  este vectorul de componente  $\Delta w_x, \Delta w_y, \Delta w_z$ ;

$$\Delta w_x = \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \text{ etc.}$$

Ecuațiile *Navier-Stokes*, împreună cu ecuațiile de continuitate, reprezintă rezolvarea teoretică a curgerii fluidelor.

Integrarea ecuațiilor *Navier-Stokes*, pentru a găsi valorile variabilelor  $w_x, w_y, w_z, p$ , în funcție de timp, pentru punctele unui curent de fluid, nu a putut fi realizată decât pentru cazuri simple sau simplificate.

Pentru *fluidele necomprimibile* ( $\theta=0$ ), ecuațiile (8.69), (8.70), (8.71) devin:

$$\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) \quad (8.72)$$

și analoage pentru direcțiile  $y$  și  $z$ ;

$$\frac{Dw_x}{D\tau} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu (\Delta^2 w_x) \quad (8.73)$$

și analoage pentru direcțiile  $y$  și  $z$ ;

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} + \vec{w} \text{ grad } \vec{w} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{ grad } p + \nu \Delta \vec{w} \quad (8.74)$$

a) *Repartizarea vitezelor locale în curgerea laminară a lichidului printr-o conductă, dedusă din ecuațiile Navier-Stokes.* În ecuația generală Navier-Stokes se introduc următoarele restricții care caracterizează curgerea laminară a unui fluid printr-o conductă circulară:

- curgerea laminară în direcția axei ( $x$ ), deci  $w_y = 0$ ,  $w_z = 0$ ;
- fluid necompresibil, deci  $\theta = 0$ ;
- regim staționar, deci  $\partial w_x / \partial \tau = 0$ ;
- se neglijează forța de inerție; deci  $X = 0$ ,  $Y = 0$ ,  $Z = 0$ .

Introducând aceste restricții în ecuațiile Navier-Stokes — ecuația (8.72), se obține:

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) \quad (8.75)$$

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial y}$$

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z}$$

1) Din ultimele două ecuații rezultă că presiunea este constantă în secțiunea transversală a conductei.

2) Deoarece

$$\theta = \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0$$

rezultă

$$\frac{dw_x}{dx} = 0$$

adică, viteza în lungul conductei este constantă.

Ecuația (8.75) devine:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (8.76)$$

unde  $w = w_x$  este viteza în lungul conductei.

Pentru rezolvarea acestei ecuații, este convenabil să se folosească coordonatele cilindrice (v. fig. 8.21) definite prin:

$$x = x \quad y = r \cos \beta \quad z = r \sin \beta$$

Cu această schimbare de coordonate și ținând seama de simetria centrală în secțiunea conductei, se obține (v. Manualul inginerului ediția 1951, pag. 126);

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} = \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dw}{dr} \right)$$

iar ecuația (8.76) devine:

$$\frac{dp}{dx} = \eta \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dw}{dr} \right) \quad (8.77)$$



S-a introdus  $d$  în loc de  $\partial$ , deoarece  $dp/dx$  depinde numai de  $x$ , iar termenul din dreapta depinde numai de  $r$ ; fiecare termen este deci egal cu o constantă ( $c_1$ ).

$$\frac{dp}{dx} = c_1 = \eta \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dw}{dr} \right)$$

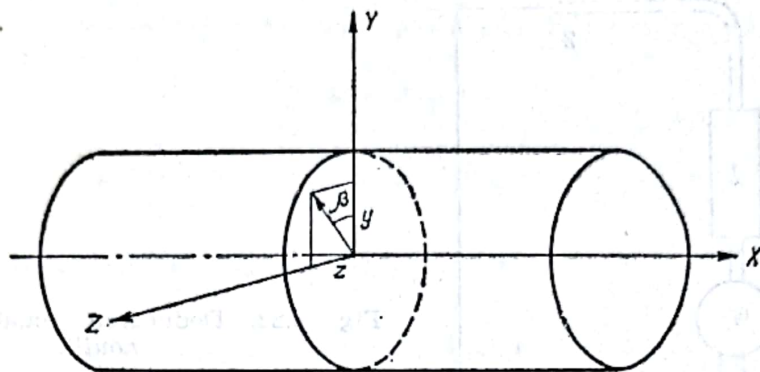


Fig. 8.21. Coordonate cilindrice.

Prin separarea de variabile și o dublă integrare, se obține succesiv:

$$\begin{aligned} d \left( r \frac{dw}{dr} \right) &= -c_1 \frac{r}{\eta} dr \\ r \frac{dw}{dr} &+ -\frac{c_1}{2} \frac{r^2}{\eta} + c_2 \end{aligned} \quad (8.78)$$

$$\begin{aligned} dw &= \left( -\frac{c_1}{2} \frac{r}{\eta} + \frac{c_2}{r} \right) dr \\ w &= -c_1 \frac{r^2}{\eta} + c_2 \ln r + c_3 \end{aligned} \quad (8.79)$$

Cele trei constante se determină, introducând condițiile cunoscute:

- 1) viteza în axa conductei este maximă (la  $r=0$ ,  $dw/dr=0$ );
- 2) viteza maximă este  $w=w_M$ ;
- 3) la peretele conductei, viteza este nulă (la  $r=r_c$ ,  $w=0$ ).

Din ecuația (8.78) și condiția 1) rezultă:  $c_2=0$ .

Din ecuația (8.79), condiția 3) și  $c_2=0$  rezultă:  $c_3=c_1 \frac{r_c^2}{\eta}$ .

Ecuația (8.79) devine:

$$w = \frac{c_1}{\eta} (r_c^2 - r^2).$$

Introducând, în sfârșit, condiția 2), se obține:

$$w = w_M \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_c} \right)^2 \right] \quad (8.80)$$

identică cu ecuația (8.47).

**8.3.6.5. Ecuația lui Bernoulli pentru curgerea fluidelor.** Ecuația lui Bernoulli este o relație între mărimile care intervin în curgerea fluidelor; ea exprimă principiul conservării energiei în procesul curgerii.



Pentru fixarea ideilor se consideră o conductă prin care curge un fluid în regim staționar și se limitează porțiunea dintre secțiunile 1 și 2; pe această porțiune, schimbul energetic cu exteriorul constă din introducerea de lucru mecanic și de căldură în sistem (fig. 8.22).

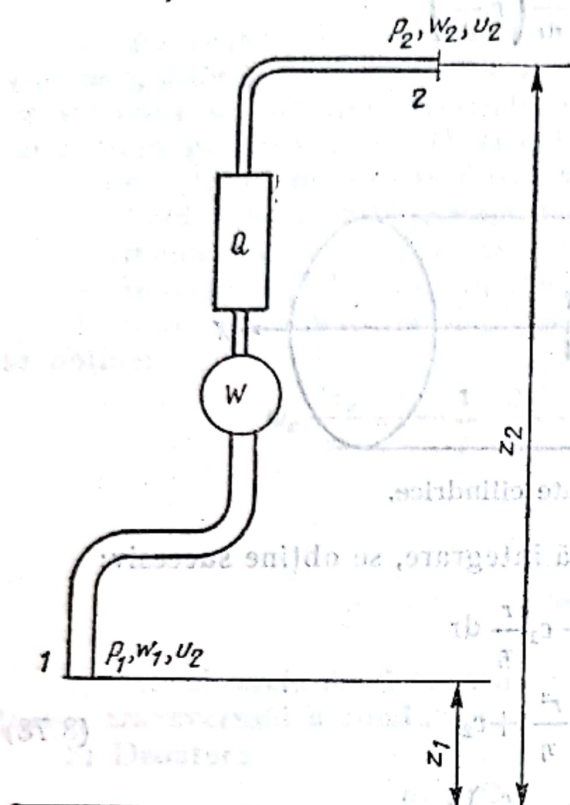


Fig. 8.22. Deducerea ecuației lui Bernoulli.

Așa cum am arătat la bilanțul energiilor (v. cap. 3.1), se ține seamă de următoarele energii care intervin în procesul de curgere limitat la situația din fig. 8.22, atunci când prin sistem trece o cantitate de fluid egală cu unitatea de masă (se consideră pozitive energiile intrate în sistem și negative cele ieșite din sistem):

| Energii                          | Intrate prin secțiunea 1 | Ieșite prin secțiunea 2 | Diferența                     |
|----------------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------------|
| Energia potențială               | $gz_1$                   | $gz_2$                  | $g(z_1 - z_2)$                |
| Energia cinetică <sup>1)</sup>   | $\frac{1}{2} w_1^2$      | $\frac{1}{2} w_2^2$     | $\frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2)$ |
| Energia internă                  | $u_1$                    | $u_2$                   | $u_1 - u_2$                   |
| Energia externă (lucrul mecanic) | $p_1 v_1$                | $p_2 v_2$               | $p_1 v_1 - p_2 v_2$           |
| Energia calorică                 |                          |                         | $Q$                           |
| Energia mecanică                 |                          |                         | $W$                           |

<sup>1)</sup> Deoarece suma pătratelor vitezelor locale, într-o secțiune transversală, este diferită de pătratul vitezei medii, se introduce un factor de corecție  $1/\alpha$  care depinde de repartizarea vitezelor în secțiune: pentru curgerea laminară  $\alpha=0,5$ , pentru curgerea turbulentă  $\alpha \approx 1,0$ . Valoarea exactă a energiei cinetice este deci  $w^2/2\alpha$ . Pentru problemele curente se obișnuiește să se considere în ecuația lui Bernoulli  $\alpha=1$ .

Bilanțul energiilor pentru sistemul considerat este deci:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2) + (u_1 - u_2) + (p_1 v_1 - p_2 v_2) + Q + W = 0 \quad (8.81)$$

Se fac următoarele înlocuiri

$$1) \quad u_1 - u_2 = -(\Delta u)_1^2 = -\left(Q' - \int_1^2 p dv\right)$$

în care  $Q'$  este energia calorică care mărește energia internă a sistemului;  $Q'$  este formată din energia calorică  $Q$  introdusă din exterior și energia  $F$  rezultată din frecări:

$$2) \quad Q' = Q + F$$

$$3) \quad p_1 v_1 - p_2 v_2 = -[\Delta(pv)]_1^2 = -\left(\int_1^2 p dv - \int_1^2 v dp\right)$$

Cu aceste înlocuiri ecuația (8.81) devine:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \int_1^2 v dp + W - F = 0 \quad (8.82)$$

Introducând, în ecuația (8.82), entalpia  $h = u + pv$ , se obține:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + (h_1 - h_2) + Q + W = 0 \quad (8.83)$$

Ecuațiile (8.82) și (8.83) sînt două forme generale ale ecuației lui Bernoulli.

a) *Forme particulare ale ecuației lui Bernoulli*

α) Pentru curgerea izotermă a unui lichid, volumul specific fiind constant, ecuația (8.82) devine:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + v(p_1 - p_2) + W - F = 0 \quad (8.84)$$

sau, introducînd densitatea  $\rho = 1/v$ ,

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{\rho}(p_1 - p_2) + W - F = 0 \quad (8.85)$$

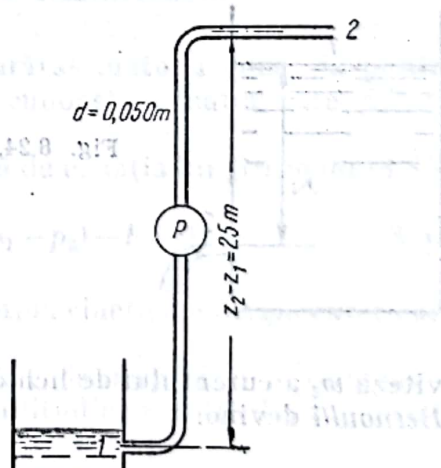


Fig. 8.23.

*Exemplu.* Să se calculeze puterea pompei care ridică, dintr-un lichid cu densitatea  $1100 \text{ kg/m}^3$ , la 25 m înălțime, cu debitul de  $20 \text{ m}^3/\text{h}$ , printr-o conductă de 50 mm diametru (fig. 8.23); frecarea  $F$  se consideră egală cu  $30 \text{ m}^3/\text{s}^2$ .



|    |                                 |             |                      |                                       |                                         |
|----|---------------------------------|-------------|----------------------|---------------------------------------|-----------------------------------------|
| 1  | Densitatea lichidului           | $\rho$      | 1 100                | kg/m <sup>3</sup>                     | Dată                                    |
| 2  | Înălțimea de ridicare           | $z_2 - z_1$ | 25                   | m                                     | Dată                                    |
| 3  | Diametrul conductei             | $d$         | 0,050                | m                                     | Dat                                     |
| 4  | Debitul de volum al lichidului  | $G_v$       | 20                   | m <sup>3</sup> /h                     | Dat                                     |
| 5  | Idem                            |             | $5,56 \cdot 10^{-3}$ | m <sup>3</sup> /s                     | (4) : 3 600                             |
| 6  | Debitul de masă al lichidului   | $G_m$       | 6,10                 | kg/s                                  | (5) · (1)                               |
| 7  | Aria secțiunii conductei        | $A$         | $1,96 \cdot 10^{-3}$ | m <sup>2</sup>                        | (3) <sup>2</sup> /4                     |
| 8  | Viteza lichidului în rezervor   | $w_1$       | 0                    | m/s                                   | Observ. (1)                             |
| 9  | Viteza lichidului la ieșire     | $w_2$       | 2,83                 | m/s                                   | (5)/(7)                                 |
| 10 | Energia (specifică) de frecare  | $F$         | 30                   | m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = J/kg | Dată                                    |
| 11 | Energia (specifică) a pom-pării | $W$         | 279                  | J/kg                                  | Ec. (8.85)                              |
| 12 | Puterea necesară pom-pării      | $N$         | 1 072                | W                                     | Obs. 2                                  |
| 13 | Randamentul pompei              |             | 0,6                  | —                                     | (11) · (6)                              |
| 14 | Puterea reală a pompei          | $N_r$       | 2,84                 | kW                                    | v. pag 402<br>(12)/(13)10 <sup>-3</sup> |

Obs. 1. Viteza  $w_1$  în rezervor este neglijabilă față de viteza  $w_2$  în conductă.

Obs. 2. Energia specifică a pompei este energia pompei raportată la 1 kg de lichid. În ecuația (8.85), termenul  $(p_1 - p_2)/\rho = 0$ , deoarece  $p_1 = p_2 =$  presiunea atmosferică:

$$W = 9,81 \cdot 25 + \frac{1}{2} (2,83)^2 + 30 = 279 \text{ J/kg}$$

$\beta$ ) Pentru curgerea izotermă a lichidelor ideale (fără frecare) ecuația lui Bernoulli devine:

$$gz_1 + \frac{1}{2} w_1^2 + p_1/\rho = gz_2 + \frac{1}{2} w_2^2 + p_2/\rho = \dots = \text{const.} \quad (8.86)$$

cu caracterul unei ecuații de continuitate.

$\gamma$ ) Pentru curgerea izotermă a lichidului printr-un orificiu din peretele recipientului (fig. 8.24), viteza lichidului în recipient  $w_1$  se neglijează față de

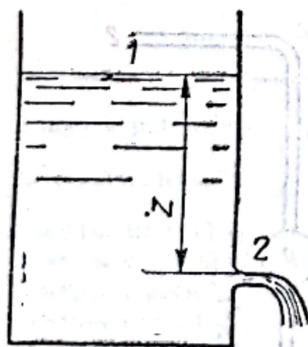


Fig. 8.24. Curgerea printr-un orificiu în peretele unui recipient.

viteza  $w_2$  a curentului de lichid în orificiu; cu această simplificare, ecuația lui Bernoulli devine:

$$Z = \frac{w^2}{2g} + \frac{F}{g}$$

în care:  $Z = z_1 - z_2$  este înălțimea lichidului în recipient, deasupra orificiului;  
 $w = w_2$  — viteza lichidului în orificiu,



Neglijind frecarea și introducând coeficientul de descărcare  $C = \sqrt{2g}$ , se obține ecuația lui Torricelli:

$$w = C\sqrt{Z} \quad (8.87)$$

8) Pentru *curgerea prin canale*, adică atunci când secțiunea conductei este numai parțial ocupată de lichidul care curge, se ține seamă că presiunea este egală (de obicei, presiunea atmosferică) în tot lungul canalului și că, dacă panta este uniformă, viteza lichidului este constantă. Panta canalului se definește prin tangenta unghiului pe care îl face canalul cu orizontala și este egală cu raportul  $k = \Delta z / l$ , dintre diferența de nivel  $\Delta z$  dintre două puncte și distanța  $l$  dintre ele (măsurată pe orizontală). Ecuația lui Bernoulli devine:

$$\Delta z = \frac{F}{g} = f \quad (8.88)$$

și, pentru că  $\Delta z = kl$ , rezultă

$$k = \frac{f}{l} \quad (8.89)$$

unde:  $k$  este panta canalului;

$f = F/g$  este frecarea (mărime cu dimensiunea unei lungimi).

ε) Pentru *expandarea liberă*, definită ca expandare liberă a unui gaz fără producere de lucru mecanic (de exemplu, expandarea unui gaz dintr-un rezervor cu presiune mai mare, într-altul cu presiune mai mică, printr-un ventil sau printr-un dop poros), ecuația de curgere se deduce din ecuația (8.82), ținând seamă că schimbul de căldură cu exteriorul este neglijabil și că procesul este lent (schimbarea energiei cinetice este neglijabilă); rezultă:

$$h_1 = h_2 \quad (8.90)$$

adică, *expandarea liberă este un proces izentalpic*.

ζ) Pentru *curgerea unui fluid compresibil*, v. 8.3.9.

### 8.3.7. Similitudine și analiză dimensională

8.3.7.1. Similitudine. În cap. 1.5.2 s-a arătat metoda generală pentru obținerea criteriilor de similitudine când se cunoaște ecuația care descrie fenomenul cercetat.

Curgerea izotermă a lichidelor este descrisă de ecuația lui Bernoulli (8.85):

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{\rho}(p_1 - p_2) - F = 0 \quad (8.91)$$

ai cărei termeni reprezintă energia parțială, energia cinetică, energia exterioară (lucrul mecanic) și energia de frecare.

Aplicând metoda enunțată la cap. 1.5.2.1, de împărțire a termenilor ecuației care descrie fenomenul, criteriile de similitudine rezultă din rapoartele dintre energiile care intervin.

Criteriul lui Froude,  $Fr$ , rezultă din raportul:

$$\frac{\text{Energia potențială}}{\text{Energia cinetică}} = \frac{gz}{w^2} = Fr$$

În general, criteriul lui *Froude* este considerat raportul

$$(8.92) \quad \frac{\text{Forța de gravitație}}{\text{Forța de inerție}} = \frac{gl}{w^2} = Fr \quad (8.92)$$

Criteriul lui *Euler*, *Eu*, rezultă din raportul

$$\frac{\text{Energia de presiune}}{\text{Energia cinetică}} = \frac{p/\rho}{w^2} = \frac{p}{\rho w^2} = Eu$$

În general, criteriul lui *Euler* este raportul

$$(8.93) \quad \frac{\text{Forța rezultată din diferența de presiune între două puncte}}{\text{Forța de inerție}} = \frac{\Delta p}{\rho w^2} = Eu \quad (8.93)$$

Criteriul lui *Reynolds*, *Re*, rezultă din raportul:

$$(8.94) \quad \frac{\text{Energia cinetică}}{\text{Energia de frecare}} = Re \quad (8.94)$$

Energia de frecare *F*, pentru unitatea de masă de fluid, este egală cu forța de frecare înmulțită cu distanța pe care acționează. Ținând seama că există similitudine geometrică a sistemului, distanța pe care acționează forța de frecare este proporțională cu o dimensiune (lungime) caracteristică curgerii:

$$F \sim f_1 l \quad (8.95)$$

unde:  $f_1$  este forța de frecare corespunzătoare deformării unității de masă de lichid;

$l$  — dimensiune caracteristică a sistemului; de exemplu, diametrul pentru curgerea prin conducte.

Forța de frecare se deduce din ecuația (8.31), care — pentru considerații de similitudine — se scrie:

$$f = \sigma A \sim \eta \frac{w}{l} A$$

Această forță deformează o masă de lichid proporțională cu  $Al$ . Deci

$$f_1 \sim \frac{f}{Al} \sim \eta \frac{w}{l^2} \quad (8.96)$$

Ținând seamă de relațiile (8.95) și (8.96), raportul (8.94) devine:

$$(8.97) \quad \frac{\frac{w^2}{\eta \frac{w}{l}}}{\frac{w}{\eta \frac{w}{l}}} = \frac{wl\rho}{\eta} = \frac{wl}{\nu} = Re \quad (8.97)$$

Cu aceste trei criterii care exprimă similitudinea de curgere izotermă a unui lichid, ecuația de curgere ia forma:

$$f(Fr, Eu, Re) = 0 \quad (8.98)$$

În cazurile curențe, energia cinetică și energia de presiune influențează puțin curgerea și, de aceea, în mod obișnuit se consideră criteriul lui *Reynolds* ca singurul criteriu al curgerii hidrodinamice.





Atunci cînd intervin viteze mari sau diferențe mari de presiune, criteriul lui *Froude* și, respectiv, criteriul lui *Euler* nu pot fi desconsiderate.

De multe ori, ecuația care descrie fenomenul nu este disponibilă decît în formă diferențială. Metoda aplicată în exemplul precedent poate fi folosită și în acest caz.

Ecuația *Navier-Stokes* pentru direcția *z* (verticală) aplicabilă la un fluid necompresibil, în câmp gravitațional și regim staționar este:

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} = g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right)$$

Pentru considerații de similitudine, această ecuație poate fi redată dimensional prin:

$$\left| \frac{w^2}{l} \right| = |g| - \left| \frac{p}{\rho l} \right| + \left| \frac{\nu w}{l^2} \right|$$

Prin împărțirea termenilor se obțin criteriile de similitudine hidraulică:

$$g / \frac{w^2}{l} = \frac{gl}{w^2} = Fr$$

$$\frac{p}{\rho l} / \frac{w^2}{l} = \frac{p}{\rho w^2} = Eu$$

$$\frac{w^2}{l} / \frac{\nu w}{l^2} = \frac{wl}{\nu} = Re$$

identici cu cei obținuți pornind de la ecuația lui *Bernoulli*.

**8.3.7.2. Analiza dimensională.** Se va aplica metoda teoremei  $\pi$  de analiză dimensională (v. 1.4.3) la deducerea pierderii de presiune datorită frecărilor într-o conductă. Pentru a micșora numărul variabilelor, se va deduce pierderea de presiune pe unitatea de lungime:

| Variabile                                    | Notafii      | Formula dimensională |
|----------------------------------------------|--------------|----------------------|
| Pierderea de presiune pe unitatea de lungime | $\Delta p/l$ | $ML^{-2}T^{-2}$      |
| Diametrul conductei                          | $d$          | $L$                  |
| Viteza lichidului                            | $w$          | $LT^{-1}$            |
| Densitatea lichidului                        | $\rho$       | $ML^{-3}$            |
| Viscozitatea lichidului                      | $\eta$       | $ML^{-1}T^{-1}$      |

Întrucît numărul variabilelor este  $m=5$  și numărul mărimilor fundamentale (fenomen mecanic) este  $n=3$ , rezultă că numărul de grupuri adimensionale, cu ajutorul cărora se va descrie acest fenomen, este  $m-n=2$  grupuri adimensionale,  $\pi_1$  și  $\pi_2$ .

Se aleg ca mărimi comune  $d$ ,  $w$ ,  $\rho$ .

Grupul  $\pi_1$  este

$$\pi_1 = d^\alpha w^\beta \rho^\gamma \left( \frac{\Delta p}{l} \right)^\delta$$

Dimensional,

$$|\pi_1| = L^\alpha (LT^{-1})^\beta (ML^{-3})^\gamma (ML^{-2}T^{-2})^\delta = M^{\gamma+\delta} L^{\alpha+\beta-3\gamma-2\delta} T^{-\beta-2\delta}$$



Deoarece mărimile fundamentale  $M, L, T$  sînt independente între ele, condiția ca grupul să fie adimensional este echivalentă cu anularea exponenților formulei dimensionale:

$$\left. \begin{aligned} \gamma + \delta &= 0 \\ \alpha + \beta - 3\gamma - 2\delta &= 0 \\ -\beta - 2\delta &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Dînd lui  $\delta$  valoarea arbitrară 1, se obține:  $\alpha=1, \beta=-2, \gamma=-1$ .

Rezultă:

$$\pi_1 = dw^{-2}\rho^{-1} = \left(\frac{\Delta p}{l}\right) = \frac{\Delta p}{l} \frac{d}{w^2\rho}$$

Grupul  $\pi_2$  (exponenții  $\alpha, \beta, \gamma, \delta$  sînt diferiți de cei ai grupului  $\pi_1$ ):

$$\pi_2 = d^\alpha w^\beta \rho^\gamma \eta^\delta$$

Dimensional

$$|\pi_2| = L^\alpha (LT^{-1})^\beta (LT^{-3})^\gamma (ML^{-1}T^{-1})^\delta = M^{\gamma+\delta} L^{\alpha+\beta-3\gamma-\delta} T^{-\beta-\delta}$$

Pentru ca grupul  $\pi_2$  să fie adimensional este necesar ca:

$$\left. \begin{aligned} \gamma + \delta &= 0 \\ \alpha + \beta - 3\gamma - \delta &= 0 \\ -\beta - \delta &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Cu valoarea arbitrară  $\delta=-1$ , se obține:  $\alpha=1, \beta=1, \gamma=1$ .

Rezultă

$$\pi_2 = dw\rho\eta^{-1} = \frac{dw\rho}{\eta} = Re$$

Deoarece, în conformitate cu teorema  $\pi$  (v. cap. 1.4.3), ecuația care descrie fenomenul este o funcție arbitrară între grupurile adimensionale  $\pi_1, \pi_2, \dots$ , egală cu o constantă, se obține:

$$f(\pi_1, \pi_2) = \left(\frac{\Delta p}{l} \frac{d}{w^2\rho}\right) Re = \text{const.} \quad (8.99)$$

După recomandarea lui Nusselt (v. 1.5.3), se alege funcția:

$$f(\pi_1, \pi_2^m) = \left(\frac{\Delta p}{l} \frac{d}{w^2\rho}\right) Re^m = c \quad (8.100)$$

sau

$$\Delta p = \frac{c}{Re^m} \frac{l}{d} w^2\rho \quad (8.101)$$

Valorile coeficientului  $c$  și a exponentului  $m$ <sup>1)</sup> urmează să fie determinate experimental.

<sup>1)</sup> Să nu se confunde cu numărul variabilelor pentru care (v. 1.4.3.1) s-a făcut aceeași notație  $m$ .

### 8.3.8. Frecarea și căderea de presiune în conducte

**8.3.8.1. Ecuația lui Fanning.** Considerind o porțiune infinitesimală  $dl$  din lungimea unei conducte cu diametrul  $d$ , prin care curge un fluid necomprimibil, se constată existența a două forțe:

— o forță de acțiune  $dF_a$  dirijată în sensul curgerii și rezultată din diferența de presiune  $dp$ ; valoarea acestei forțe este:

$$F_a = \frac{\pi d^2}{4} dp$$

— o forță de rezistență  $dF_r$ , dirijată în sens contrar curgerii, rezultată din frecarea fluidului cu peretele; considerind  $R$  valoarea tensiunii tangențiale în dreptul peretelui conductei, rezultă pentru forța de rezistență pe lungimea  $dl$ :

$$dF_r = dR dl$$

În regim staționar de curgere,  $dF_a = dF_r$ , deci:

$$\frac{\pi d^2}{4} dp = \pi d R dl$$

de unde,

$$dp = 4 \frac{R}{d} dl \quad (8.102)$$

Făcînd să apară factorul adimensional  $\lambda = 8R/\rho w^2$ , numit *coeficient de frecare*, ecuația (8.102) devine:

$$dp = \frac{\lambda}{d} \frac{w^2}{2} \rho dl \quad (8.103)$$

Integrînd pentru lungimea  $l$  a conductei, în lungul căreia căderea de presiune este  $\Delta p = p_1 - p_2$ , se obține:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho \quad (8.104)$$

ecuația cunoscută sub numele de *ecuația lui Fanning* sau de *ecuația Darcy-Weissbach*.

Energia (specifică) de frecare, adică energie de frecare raportată la unitatea de masă a fluidului, se deduce din ecuația lui *Bernoulli*, simplificată la

$$\frac{\Delta p}{\rho} - F = 0 \quad (8.105)$$

Din ecuațiile (8.104) și (8.105), rezultă:

$$F = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^3}{2} \quad (8.106)$$

sau

$$f = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^3}{2g} \quad (8.107)$$

în care  $f = F/g$  este frecarea, mărime de natura unei lungimi.

#### 8.3.8.2. Coeficientul de frecare al fluidelor necomprimibile

a) *Diagrama  $\lambda$ ,  $Re$ .* Într-o diagramă logaritmică (fig. 8.25) se însemnează coeficientul de frecare  $\lambda$  în funcție de numărul lui *Reynolds*. Pe baza unui mare număr de determinări experimentale s-a constatat că:

— punctele se așază pe curbe bine definite;



... și căderea de presiune în conductele ...  
 ... la temperatură ...  
 ... la temperatură ...  
 ... la temperatură ...

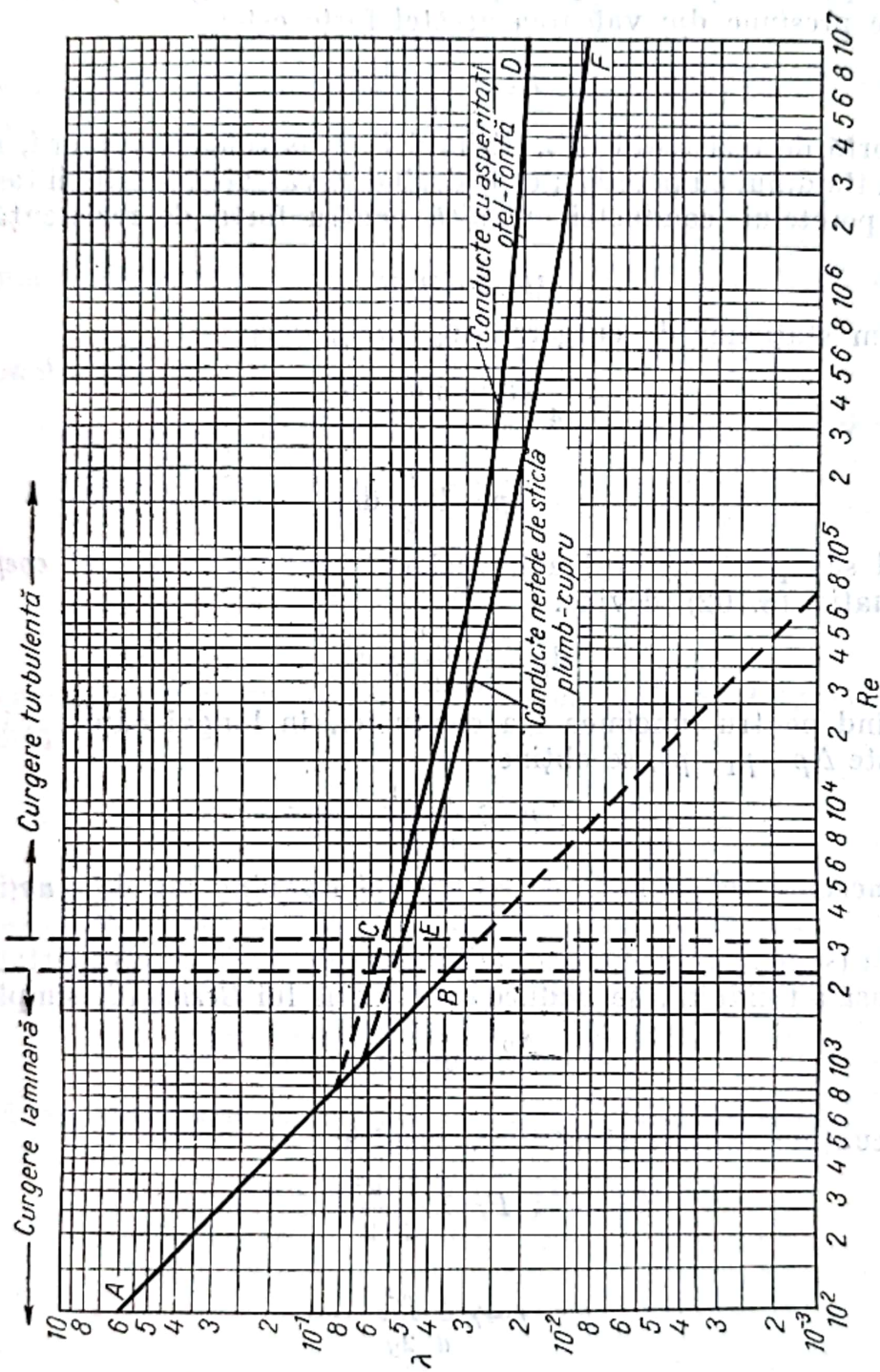


Fig. 8.25. Diagrama  $\lambda$ , Re.

... la temperatură ...  
 ... la temperatură ...  
 ... la temperatură ...



— în zona curgerii laminare ( $Re < 2\,320$ ), se obține o dreaptă unică făcând un unghi de  $135^\circ$  cu sensul pozitiv al abscisei (coeficient unghiular  $-1$ );  
 — în zona curgerii turbulente ( $Re > 3\,000$ ), se obține un fascicul de curbe, fiecare curbă fiind proprie unei anumite rugozități a peretelui conductei (unui anumit material); aceste curbe tind să devină orizontale la valori mari ale numărului lui *Reynolds*).

$\alpha$ ) Pentru regimul laminar. Panta mare a dreptei  $\lambda$ ,  $Re$  în acest domeniu indică dependența importantă între coeficientul de frecare și numărul lui *Reynolds* (și deci de viscozitate).

Ecuția acestei drepte este

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (8.108)$$

Cu această valoare pentru  $\lambda$ , ecuația pierderii de presiune în curgerea laminară devine:

$$\Delta p = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \rho = 64 \frac{\eta}{wd\rho} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \rho$$

sau

$$\Delta p = 32 \frac{\eta lw}{d^3} \quad (8.109)$$

Ecuția (8.109) este cunoscută sub numele de *legea lui Poiseuille*; ea este folosită și pentru determinarea viscozității cu viscozimetrele cu tub capilar (curgere laminară):

$$\eta = \Delta p d^3 / 32 l w$$

Relațiile (8.108) și (8.109) sînt independente de starea (rugozitatea) peretelui conductei.

$\beta$ ) Pentru regimul turbulent, în conducte cu pereți netezi. Pentru conducte cu pereți netezi (sticlă, cupru, plumb, materiale plastice) corespunde curba EF din fig. 8.25. Au fost propuse numeroase formule care redau forma curbei:

— Formula lui *Koo*, valabilă în intervalul  $3\,000 < Re < 300\,000$ .

$$\lambda = 0,00560 + 0,500/Re^{0,32} \quad (8.110)$$

— Pentru intervalul  $5\,000 < Re < 200\,000$ :

$$\lambda = 0,184/Re^{0,2} \quad (8.111)$$

— Formula lui *Blasius*, valabilă în intervalul  $3\,000 < Re < 100\,000$

$$\lambda = 0,3164/Re^{0,25} \quad (8.112)$$

— Formula *Karman*, *Prandl* și *Nicuradze*:

$$\lambda = 2[\lg(Re \sqrt{\lambda}) - 0,8]^{-2} \quad (8.113)$$

— Formula lui *Nicuradze*:

$$\lambda = 0,0032 + 0,221/Re^{0,237} \quad (8.114)$$

— Formula lui *Generaux* (dă pentru  $\lambda$  valori ceva mai mari):

$$\lambda = 0,16/Re^{0,16} \quad (8.115)$$

Se observă, la majoritatea acestor formule, că exponentul numărului lui *Reynolds* este negativ și subunitar, arătând pentru curba *EF* o pantă mai mică decât panta dreptei *AB*; la valori mai mari ale lui *Re*, curba se apropie de orizontală, pierzând dependența de numărul lui *Reynolds*.

*Exemplu.* Să se determine pierderea de presiune într-o conductă netedă prin care curge apă, în condițiile din rîndurile 1—5 ale tabelului de mai jos.

|    |                                                 |                      |                         |                   |               |
|----|-------------------------------------------------|----------------------|-------------------------|-------------------|---------------|
| 1  | Diametrul conductei                             | <i>d</i>             | 0,100                   | m                 | Dat           |
| 2  | Lungimea conductei                              | <i>l</i>             | 100                     | m                 | Data          |
| 3  | Debitul fluidului                               |                      | 20                      | m <sup>3</sup> /h | Dat           |
| 4  | Idem                                            | <i>G<sub>v</sub></i> | 0,00556                 | m <sup>3</sup> /s | (3)/3 600     |
| 5  | Temperatura fluidului                           | <i>t</i>             | 20                      | °C                | Data          |
| 6  | Viscozitatea cinematică la temperatura <i>t</i> | <i>ν</i>             | 1,01 · 10 <sup>-6</sup> | m <sup>2</sup> /s | Tabel 8.5     |
| 7  | Secțiunea conductei                             | <i>A</i>             | 0,00785                 | m <sup>2</sup>    | $\pi(1)^2/4$  |
| 8  | Viteza (medie) în conductă                      | <i>w</i>             | 0,81                    | m/s               | (4)/(7)       |
| 9  | Numărul lui <i>Reynolds</i>                     | <i>Re</i>            | 69 000                  | Adimens.          | (1) · (8)/(6) |
| 10 | Coefficientul de frecare                        | $\lambda$            | 0,01976                 | Adimens.          | Ec. (8.110)   |
| 11 | Idem                                            | $\lambda$            | 0,01982                 | Idem              | Ec. (8.111)   |
| 12 | Idem                                            | $\lambda$            | 0,01953                 | Idem              | Ec. (8.112)   |
| 13 | Idem                                            | $\lambda$            | 0,01948                 | Idem              | Ec. (8.113)   |
| 14 | Idem                                            | $\lambda$            | 0,0189                  | Idem              | Ec. (8.114)   |
| 15 | Idem                                            | $\lambda$            | 0,0269                  | Idem              | Ec. (8.115)   |
| 16 | Idem                                            | $\lambda$            | 0,0250                  | Idem              | Fig. 8.25     |
| 17 | Densitatea apei                                 | $\rho$               | 1 000                   | kg/m <sup>3</sup> |               |
| 18 | Pierderea de presiune (cu $\lambda=0,02$ )      | $\Delta p$           | 4 900                   | Pa                | Ec. (8.104)   |

$\gamma$ ) Pentru regimul turbulent, în conducte cu asperități. Valoarea coeficientului de frecare, cînd lichidul curge turbulent prin conducte cu asperități, variază cu natura materialului din care este făcută conducta; pentru că identitatea materialului nu implică în mod necesar, și identitatea asperităților, rezultatele obținute cu formulele care urmează concordă mai slab cu datele experimentale decât formulele aplicate în cazurile precedente.

— Formula lui *Koo*, valabilă pentru conducte de oțel și fontă:

$$\gamma = 0,0140 + 1,056/Re^{0,42} \quad (8.116)$$

Formula lui *Hopf* și *Fromm*:

$$\lambda = 10^{-2}(k/d)^{0,314} \quad (8.117)$$

în care *k* este un coeficient a cărui valoare depinde de materialul conductei:

- k*=1,5, pentru conducte metalice noi, aproximativ netede, tablă asfaltată;
- k*=2,5, pentru conducte noi de fontă, de tablă sau de ciment bine netezit;
- k*=5, pentru conducte vechi de oțel (ruginite);
- k*=7, pentru conducte de ciment, de fontă cu cristă sau de scînduri;
- k*=10, pentru canale de cărămidă.

— Curba *CD* din fig. 8.25 dă valorile lui  $\lambda$  pentru conducte noi de oțel. Pentru alte materiale, valorile date de curba *CD* se înmulțește cu următorii coeficienți:

- k*=0,9, pentru conducte netede de alamă, cupru sau plumb;
- k*=1,0, pentru conducte noi de oțel sau fontă;
- k*=1,2, pentru conducte de lemn, netede;



$k=1,4$ , pentru conducte vechi de fontă sau conducte de oțel recent curățate;

$k=1,6$ , pentru conducte vechi de oțel;

$k=2,5$ , pentru conducte de fontă cu crustă abundentă.

*Exemplu.* Să se determine coeficientul de frecare și pierderea de presiune într-o conductă nouă și una veche de oțel, prin care curge apă, în condițiile exemplului precedent.

|                            |                                                            |            |        |          |             |
|----------------------------|------------------------------------------------------------|------------|--------|----------|-------------|
| <i>Țeavă nouă de oțel</i>  |                                                            |            |        |          |             |
| 10                         | Coeficientul de frecare                                    | $\lambda$  | 0,0238 | Adimens. | Ec. (8.116) |
| 11                         | Idem (cu $k=1,5$ )                                         | $\lambda$  | 0,0234 | Idem     | Ec. (8.117) |
| 12                         | Idem                                                       | $\lambda$  | 0,0268 | Idem     | Ec. (8.119) |
| 13                         | Idem                                                       | $\lambda$  | 0,029  | Idem     | Fig. 8.25   |
| 14                         | Pierderea de presiune în țeava nouă (cu $\lambda=0,026$ )  | $\Delta p$ | 6 370  | Pa       | Ec. (8.104) |
| <i>Țeavă veche de oțel</i> |                                                            |            |        |          |             |
| 15                         | Coeficientul de frecare (cu $k=5$ )                        | $\lambda$  | 0,0342 | Adimens. | Ec. (8.117) |
| 16                         | Idem (cu $k=1,6$ )                                         | $\lambda$  | 0,0371 | Idem     | Fig. 8.25   |
| 17                         | Pierderea de presiune în țeava veche (cu $\lambda=0,036$ ) | $\Delta p$ | 8 821  | Pa       | Ec. (8.104) |

La proiectarea și la recepția instalațiilor se va ține seamă de învechirea conductelor (se va calcula cu coeficienții pentru țevi vechi, chiar când se proiectează instalații noi).

δ) *Pentru apă.* Pe lângă formulele precedente, pentru apă se aplică și următoarele formule mai simple:

— Pentru evaluări aproximative:  $\lambda=0,03$

— Formula lui Lang:

$$\text{— pentru țevi netede: } \lambda=0,012+0,0018/\sqrt{wd} \quad (8.118)$$

$$\text{— pentru țevi normale: } \lambda=0,02+0,0018/\sqrt{wd} \quad (8.119)$$

Graficul din figura 8.26 are pentru fiecare punct patru coordonate: 1) diametrul conductei (ordonată), 2) viteza apei în conductă (abscisa), 3) debitul (liniile oblice coborînd spre dreapta) și 4) frecarea pe 100 m de conductă (liniile oblice urcînd spre dreapta). Cunoscînd două dintre aceste patru mărimi, pot fi deduse celelalte două.

b) *Diametrul echivalent.* Formulele precedente, valabile pentru conductele circulare, sînt aplicabile și conductelor cu alte forme ale secțiunilor, dacă în locul diametrului se introduce *diametrul echivalent*  $d_e$ , definit prin relația:

$$d_e = 4 \frac{A}{P} \quad (8.120)$$

în care  $A$  este aria secțiunii, iar  $P$  este perimetrul ud.

*Exemple:*

Pentru o conductă cu secțiunea pătrată, de latură  $a$ :

$$d_e = 4 \frac{a^2}{4a} = a, \quad (8.121)$$



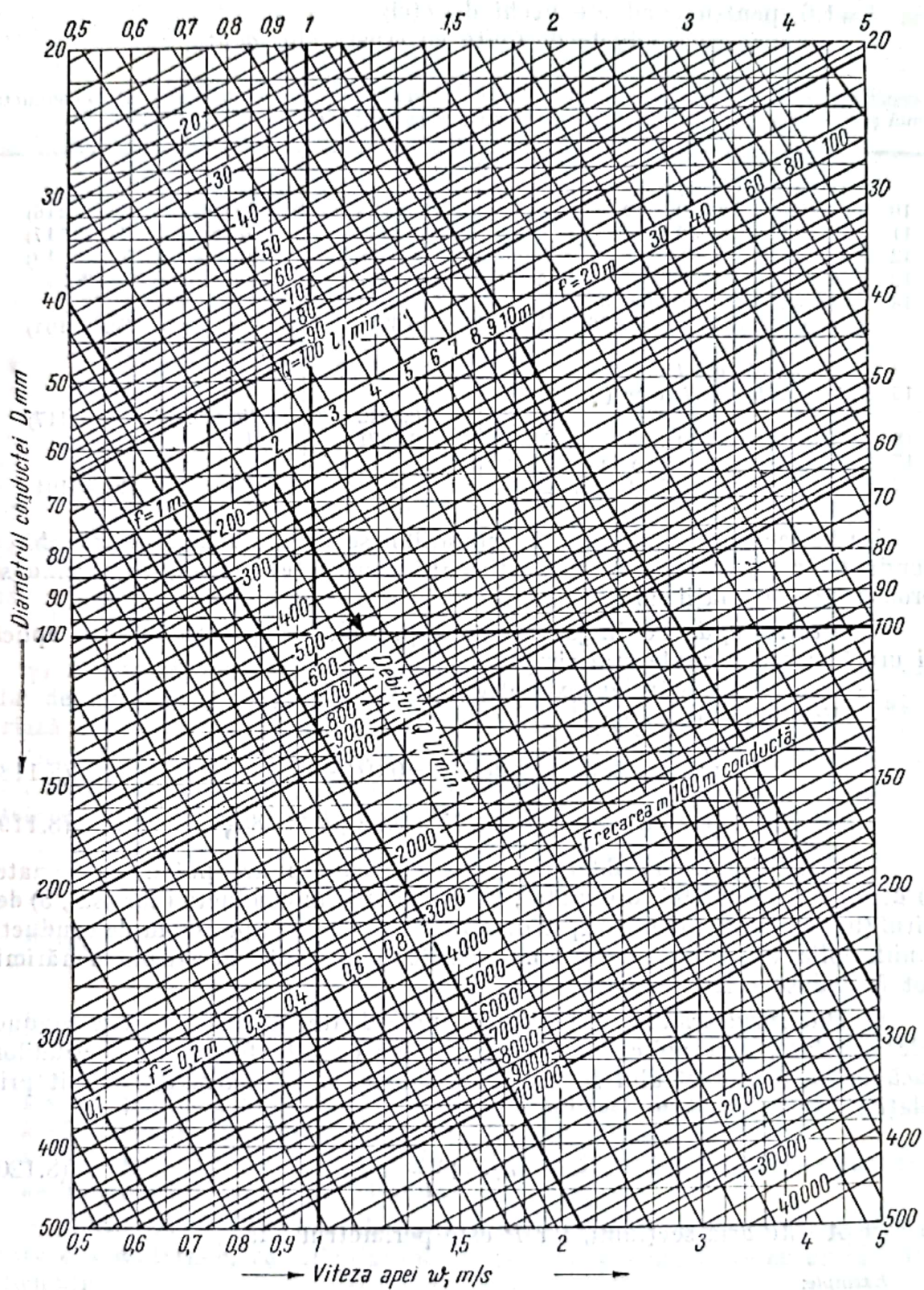


Fig. 8.26. Diagramă pentru calculul conductelor de apă.



- pentru o conductă cu secțiunea dreptunghiulară, cu laturile  $a$  și  $b$ :

$$d_e = 4 \frac{ab}{2(a+b)} = 2 \frac{ab}{a+b} \quad (8.122)$$

- pentru o conductă inelară (între doi cilindri cu diametrele  $D$  și  $d$ ):

$$d_e = 4 \frac{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}}{\pi D + \pi d} = D - d \quad (8.123)$$

- pentru spațiul dintre o mantă cu diametrul  $D$  și  $n$  țevi interioare cu diametrul  $d$ , așezate paralele cu axa mantalei:

$$d_e = 4 \frac{\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d^2}{4}}{\pi D + n\pi d} = \frac{D^2 - nd^2}{D + nd} \quad (8.124)$$

### 8.3.9. Curgerea fluidelor compresibile

Pentru aplicarea ecuației lui *Bernoulli* la curgerea fluidelor compresibile — gaze și vapori — trebuie să se țină seamă că odată cu variația presiunii variază și densitatea fluidului și deci volumul specific și viteza. Deducerile care urmează se referă la curgerea gazelor perfecte în conducte.

Pentru curgerea turbulentă pe o lungime  $dl$  de conductă orizontală, ecuația lui *Bernoulli* are forma:

$$\frac{d(w^2)}{2} + v dp + \lambda \frac{dl}{d} \frac{w}{2} = 0 \quad (8.125)$$

Poziția orizontală a conductei nu este restrictivă deoarece, la gaze forțele de inerție (gravitație) sînt neglijabile.

În ecuația (8.125),  $w$  și  $v$  sînt variabile, dar sînt legate între ele prin relația:

$$w = \frac{G_m v}{A}$$

în care  $G_m$  este debitul de masă al fluidului,  $v$  este volumul specific (pe unitatea de masă), iar  $A$ , aria secțiunii conductei. Coeficientul de frecare, depinzînd numai de numărul lui *Reynolds* și de natura (asperităților) conductei, este constant la temperatură constantă (viscozitate și densitate constante):

$$Re = \frac{wd\rho}{\eta} = \frac{wd}{\eta v} \quad (8.126)$$

Cu aceste observații, ecuația (8.125) devine:

$$\left(\frac{G_m}{A}\right)^2 v dv + v dp + \lambda \frac{dl}{d} \left(\frac{G_m}{A}\right)^2 \frac{v^2}{2} = 0 \quad (8.127)$$

Împărțind cu  $v^2$  și integrînd pentru lungimea  $l$  a conductei (între punctele 1 și 2), se obține:

$$\left(\frac{G_m}{A}\right)^2 \ln \frac{v_2}{v_1} + \int_1^2 \frac{dp}{v} + \lambda \frac{l}{2d} \left(\frac{G_m}{A}\right)^2 = 0 \quad (8.128)$$



Valoarea integralei depinde de condițiile (izoterme, politrope sau adiabatic) în care se face curgerea.

### 8.3.9.1. Pentru curgerea izotermă

$$v = \frac{RT}{p} = \frac{p_1 v_1}{p},$$

iar ecuația (8.128) devine:

$$\left(\frac{G_m}{A}\right)^2 \ln \frac{p_1}{p_2} + \frac{p_2^2 - p_1^2}{2p_1 v_1} + \lambda \frac{l}{2d} \left(\frac{G_m}{A}\right)^2 = 0 \quad (8.129)$$

și pentru că

$$\frac{p_2^2 - p_1^2}{2} = (p_2 - p_1) \frac{p_2 + p_1}{2} = (p_2 - p_1) p_m$$

$$p_m v_m = p_1 v_1$$

unde  $p_m$  este presiunea medie, iar  $v_m$  volumul specific mediu, ecuația (8.129) ia forma:

$$\left(\frac{G_m}{A}\right)^2 \ln \frac{p_1}{p_2} - \frac{1}{v_m} (p_1 - p_2) + \lambda \frac{l}{2d} \left(\frac{G_m}{A}\right)^2 = 0 \quad (8.130)$$

Cînd pierderea de presiune  $\Delta p = (p_1 - p_2)$  este relativ mică în comparație cu presiunea  $p_1$  sau  $p_2$ , primul termen este neglijabil deoarece:

$$\ln \frac{p_1}{p_2} = \ln \frac{p_2 + \Delta p}{p_2} = \ln \left(1 + \frac{\Delta p}{p_2}\right) \approx \frac{\Delta p}{p_2} \quad (8.131)$$

și ecuația (8.130) devine:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{2d} \left(\frac{G_m}{A}\right)^2 v_m = \lambda \frac{l}{2d} (\rho_m w_m)^2 \frac{1}{\rho_m} \quad (8.132)$$

sau

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{w_m^2}{2} \rho_m \quad (8.133)$$

adică, pentru pierderi mici de presiune (sub 10% din presiunea inițială) pierderea de presiune se poate calcula cu formula pentru fluide necomprimibile, în care viteza  $w$  și densitatea  $\rho$  se înlocuiesc cu mediile lor aritmetice  $w_m$  și  $\rho_m$  între valorile acestor mărimi, în stările 1 și 2.

### 8.3.9.2. Pentru curgerea politropă:

$$pv^n = p_1 v_1^n$$

și

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = \frac{1}{v_1 p_1^{1/n}} \int_{p_1}^{p_2} p^{1/n} dp = \frac{1}{v_1 p_1^{1/n}} \frac{n}{n+1} \left( p_2^{\frac{n+1}{n}} - p_1^{\frac{n+1}{n}} \right) = \frac{n}{n+1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n+1}{n}} - 1 \right]$$

iar ecuația (8.128) devine

$$\frac{1}{n} \left(\frac{G_m}{A}\right)^2 \ln \frac{p_1}{p_2} + \frac{n}{n+1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n+1}{n}} - 1 \right] + \lambda \frac{l}{2d} \left(\frac{G_m}{A}\right)^2 = 0 \quad (8.134)$$

8.3.9.3. Pentru curgerea adiabatică, starea fluidului este definită de ecuația:

$$[pv^\kappa = p_1 v_1^\kappa$$

unde  $\kappa = c_p/c_v$  este raportul căldurilor masice.

În mod analog curgerii politrope, se obține pentru curgerea adiabatică:

$$\frac{1}{\kappa} \left( \frac{G_m}{A} \right)^2 \ln \frac{p_1}{p_2} + \frac{\kappa}{\kappa+1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} - 1 \right] + \lambda \frac{l}{2d} \left( \frac{G_m}{A} \right)^2 = 0 \quad (8.135)$$

8.3.9.4. Pentru gaze reale și vapori se folosește ecuația (8.83):

$$g\Delta z + \frac{\Delta w^2}{2} + \Delta h + Q + W = 0$$

în care  $\Delta h = h_1 - h_2$  se determină cu ajutorul diagramelor  $h, s$  sau  $T, s$ .

8.3.9.5. Formule empirice pentru curgerea gazelor prin conducte

a) Debitul unui gaz în conducte de înaltă presiune se calculează cu formula

$$Q_0 = 0,0726 \frac{T_0}{P_0} \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) d^{5,33}}{\rho_r T L Z}} \quad (8.136)$$

în care:  $Q_0$  este debitul gazului în conductă,  $m^3/h$  (în condiții normale);

$T_0 = 273, K$ ;

$P_0$  — presiunea normală, Pa sau  $kgf/cm^2$ ;

$P_1$  — presiunea inițială, Pa sau  $kgf/cm^2$ ;

$P_2$  — presiunea finală, Pa sau  $kgf/cm^2$ ;

$d$  — diametrul conductei, cm;

$\rho_r$  — densitatea relativă a gazului (în raport cu aerul) adimensional;

$T$  — temperatura absolută medie, a gazului în conductă, K;

$L$  — lungimea conductei, km;

$Z$  — coeficientul de compresibilitate (v.2.5.3.3) al gazului, adimensional.

b) Formula adimensională utilizată pentru conductele de metan este:

$$Q = 1,9 \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{L}} d^{5,1425} \quad (8.137)$$

în care:  $Q$  este debitul gazului în conductă, pentru o temperatură medie în conductă de  $10^\circ C$ ,  $m^3/h$  (la  $15^\circ C$  și presiunea normală);

$P_1$  — presiunea inițială,  $kgf/cm^2$ ;

$P_2$  — presiunea finală,  $kgf/cm^2$ ;

Celelalte notații au semnificațiile celor din formula precedentă.

8.3.9.6. Curgerea neizotermă. Dacă conducta prin care curge un fluid este încălzită sau răcită (de exemplu, la schimbătoarele de căldură), temperatura fluidului variază atât în lungul conductei cât și transversal. Din variația temperaturii rezultă și variația tuturor constantelor fizice ale fluidului. Ca urmare, frecarea și pierderea de presiune scad prin încălzire și cresc prin răcire.

Pentru lichide sînt folosite următoarele două metode empirice pentru calculul pierderii de presiune în aceste condiții.

1) Se determină regimul — laminar sau turbulent — de curgere, calculînd numărul lui *Reynolds* cu viscozitatea cinematică a lichidului la tempera-



tura  $t_m$ , media aritmetică a temperaturilor de la capetele conductei. Se calculează apoi o temperatură medie  $t_M$  după relațiile

— pentru curgerea laminară:  $t_M = 0,75t_m + 0,25t_p$

— pentru curgerea turbulentă:  $t_M = 0,50t_m + 0,50t_p$

în care  $t_p$  este temperatura medie a peretelui.

Pentru curgerea laminară se calculează din nou numărul lui Reynolds  $Re'$ , dar cu viscozitatea cinematică la temperatura  $t_M$  și se determină apoi pierderea de presiune aplicând ecuația (8.104) cu  $\lambda = 70/Re'$ .

Pentru curgerea turbulentă, pierderea de presiune se calculează în mod obișnuit, aplicând ecuația (8.104) cu constantele fizice ale lichidului la temperatura  $t_M$ .

2) Se calculează coeficientul de frecare  $\lambda$  ca pentru curgerea izotermă la temperatura  $t_m$ , media aritmetică a temperaturilor de la capetele conductei; valoarea lui  $\lambda$ , astfel determinată, se împarte:

— pentru curgerea laminară cu:  $1,1(\eta_m/\eta_p)^{0,25}$

— pentru curgerea turbulentă cu:  $1,02(\eta_m/\eta_p)^{0,14}$

în care,  $\eta_m$  este viscozitatea lichidului la temperatura  $t_m$ , iar  $\eta_p$  este viscozitatea lichidului la temperatura medie a peretelui  $t_p$ . Cu valoarea lui  $\lambda$ , astfel corectată, se calculează pierderea de presiune aplicând ecuația (8.104).

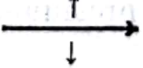
### 8.3.10. Pierderea de presiune în rezistențe hidraulice locale

Obstacolele hidraulice — coturi, teuri, ventile, îngustări și lărgiri de secțiune etc. — produc importante pierderi de presiune. Pentru determinarea acestora există o metodă aproximativă (satisfăcătoare pentru calculul conductelor obișnuite) și o metodă precisă, pentru calculul conductelor importante.

**8.3.10.1. Metoda aproximativă.** Se înlocuiesc obstacolele hidraulice reprezentate de coturi, teuri, ventile etc., cu o lungime echivalentă  $l_e$  de conductă curentă, care ar produce aceeași pierdere de presiune ca și obstacolele pe care le conține conducta. În tabelul 8.8 sînt date lungimile echivalente pentru fiecare fel de obstacol hidraulic; lungimea echivalentă este dată prin

Tabelul 8.8

Lungimea echivalentă a rezistențelor locale

| Rezistența                                                                                                        | $n$     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|
| Cot de 45°                                                                                                        | 15      |
| Cot de 90°, cu diametrul între 9,5 și 63,5 mm                                                                     | 30      |
| Cot de 90°, cu diametrul între 76 și 152 mm                                                                       | 40      |
| Cot de 90°, cu diametrul între 178 și 254 mm                                                                      | 50      |
| Unghi de 90°                                                                                                      | 60      |
| Teu pentru curgerea în sensul  | 60      |
| Teu pentru curgerea în sensul  | 90      |
| Cruce                                                                                                             | 50      |
| Ventil                                                                                                            | 60—300  |
| Robinet                                                                                                           | 10—15   |
| Vană (complet deschisă)                                                                                           | 7       |
| Contoare rotative                                                                                                 | 200—300 |

numărul  $n$  de diametre de conductă curentă și rezultă din relația  $l_e = d \Sigma n$ , în care  $d$  este diametrul interior al conductei, suma fiind luată pentru toate obstacolele conductei.

*Exemplu.* Dacă pe o conductă de 100 mm diametru sînt trei coturi de  $90^\circ$  și un teu colector, lungimea echivalentă de conductă dreaptă care produce aceeași pierdere de presiune este:

$$l_e = d \Sigma n = 0,100(3 \cdot 40 + 60) = 18 \text{ m}$$

Pierderea de presiune hidraulică cu aceste obstacole se găsește aplicînd ecuația (8.104) cu lungimea de conductă dreaptă majorată cu  $l_e = 18 \text{ m}$ .

**8.3.10.2. Metoda precisă.** Tabele și diagrame dau pentru fiecare rezistență hidraulică valoarea coeficientului  $\xi$  — numit *coeficient de rezistență* — din formula:

$$\Delta p = \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad (8.138)$$

în care  $\Delta p$  este pierderea de presiune în rezistența hidraulică.

Din ecuațiile (8.112) și (8.138) rezultă pierderea totală de presiune în conductă:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum_1^m \xi_i \right) \frac{w^2}{2} \rho \quad (8.139)$$

în care  $\sum_1^m \xi_i$  este suma coeficienților  $\xi_i$  pentru cele  $m$  rezistențe locale de pe conductă.

Dintre numeroasele date din literatură sînt indicate în continuare cîteva mai importante.

a) *Coturi normale de  $90^\circ$*

| $d, \text{ mm}$ | 14  | 20  | 25  | 34  | 39  | 40   |
|-----------------|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| $\xi$           | 1,7 | 1,7 | 1,3 | 1,1 | 1,0 | 0,83 |

b) *Curbe.* Valoarea coeficientului de rezistență  $\xi$  este dată de ecuația

$$\xi = \left[ 0,13 + 0,16 \left( \frac{d}{R} \right)^{3,5} \right] \frac{\alpha}{90}$$

în care:  $d$  este diametrul conductei,  $R$  — raza de curbura,  $\alpha$  — unghiul (în grade) dintre tangente în punctele de la extremitățile curbei. Cîteva valori sînt date în tabelul 8.9

Valorile lui  $\xi$  pentru curbe

Tabelul 8.9

| $\frac{R}{d}$ | Conducte netede       |                     |                     |                     | Conducte cu asperități |
|---------------|-----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|------------------------|
|               | $\alpha = 22,5^\circ$ | $\alpha = 45^\circ$ | $\alpha = 60^\circ$ | $\alpha = 90^\circ$ | $\alpha = 90^\circ$    |
| 1             | 0,045                 | 0,15                | 0,19                | 0,21                | 0,51                   |
| 2             | 0,045                 | 0,09                | 0,12                | 0,14                | 0,30                   |
| 4             | 0,045                 | 0,08                | 0,10                | 0,11                | 0,23                   |
| 6             | 0,045                 | 0,075               | 0,09                | 0,09                | 0,18                   |
| 10            | 0,045                 | 0,07                | 0,07                | 0,11                | 0,20                   |



c) Unghiuri (tabelul 8.10)

Tabelul 8.10

Valorile lui  $\xi$  pentru unghiuri (fig. 8.27, a)

| Unghiul $\alpha$       | 22,5° | 30°  | 45°  | 60°  | 90°  |
|------------------------|-------|------|------|------|------|
| Conducte netede        | 0,07  | 0,11 | 0,24 | 0,47 | 1,13 |
| Conducte cu asperități | 0,11  | 0,17 | 0,32 | 0,68 | 1,27 |

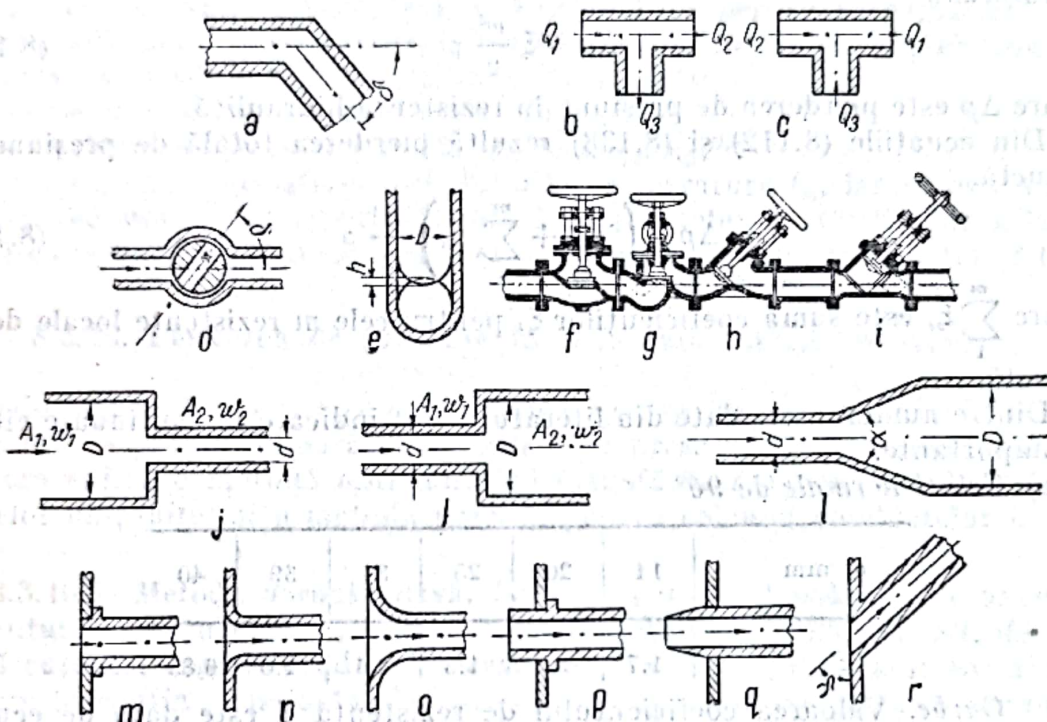


Fig. 8.27. Obstrucții hidraulice în conducte.

d) Teuri (tabelul 8.11)

Tabelul 8.11

Valorile lui  $\xi$  pentru teuri

| Raportul debitelor<br>$G_2/G_1$ | Distribuitoare<br>(fig. 8.27, b) |             | Colectoare<br>(fig. 8.27, c) |             |
|---------------------------------|----------------------------------|-------------|------------------------------|-------------|
|                                 | $\xi_{1,2}$                      | $\xi_{1,3}$ | $\xi_{2,1}$                  | $\xi_{3,1}$ |
| 0,0                             | 0,95                             | 0,04        | -1,2                         | 0,04        |
| 0,2                             | 0,88                             | -0,08       | -0,4                         | 0,17        |
| 0,4                             | 0,89                             | -0,05       | 0,08                         | 0,30        |
| 0,6                             | 0,95                             | 0,07        | 0,47                         | 0,41        |
| 0,8                             | 1,10                             | 0,21        | 0,72                         | 0,51        |
| 1,0                             | 1,28                             | 0,35        | 0,91                         | 0,60        |

e) Vane (fig. 8.27, d)

| $h/d$ | 0,0  | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
|-------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $\xi$ | 0,05 | 0,1 | 0,5 | 1,0 | 1,8 | 3,0 | 7,0 | 15  | 51  |

f) Cana (fig. 8.27, e)

| $\delta$ | 5°   | 10° | 20° | 30° | 40° | 45° | 50° |
|----------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| $\xi$    | 0,05 | 0,3 | 0,6 | 5,2 | 17  | 31  | 53  |

g) Ventile (tabelul 8.12)

Tabelul 8.12

Valorile lui  $\xi$  pentru ventile

| Tipul                     | Fig.    | $\xi$     |
|---------------------------|---------|-----------|
| Normal                    | 8.27, f | 2,9—5     |
| Tip <i>Rhet</i>           | 8.27, g | 2—2,7     |
| Tip <i>Kosva</i>          | 8.27, h | 1,4—2,5   |
| Fără schimbarea direcției | 8.27, i | 0,44—0,80 |

h) Îngustare bruscă de secțiune (fig. 8.27, j)

$$\Delta p = \xi \frac{w_1^2}{2} \rho \quad (8.140)$$

| $A_2/A_1$ | 0,0  | 0,1  | 0,2  | 0,3  | 0,4  | 0,5  | 0,6  | 0,7  | 0,8  | 0,9  | 1,0 |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| $\xi$     | 0,50 | 0,47 | 0,43 | 0,39 | 0,34 | 0,30 | 0,26 | 0,21 | 0,16 | 0,08 | 0   |

i) Lărgirea bruscă de secțiune (fig. 8.27, k)

$$\Delta p = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2} \rho = \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right)^2 \frac{w_1^2}{2} \rho = \xi \frac{w_1^2}{2} \rho \quad (8.141)$$

$$\xi = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

| $A_1/A_2$ | 0,0 | 0,1  | 0,2  | 0,3  | 0,4  | 0,5  | 0,6  | 0,7  | 0,8  | 0,9  | 1,0 |
|-----------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| $\xi$     | 1,0 | 0,81 | 0,64 | 0,49 | 0,36 | 0,25 | 0,16 | 0,09 | 0,04 | 0,01 | 0   |

j) Lărgire continuă de secțiune (difuzor) (fig. 8.27, l)

— Când  $\alpha < 8^\circ$ :  $\xi = 0,20 \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right]$

— Când  $7,5 < \alpha < 35^\circ$ :  $\xi = 3,5 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$



k) *Intrare în conductă (dintr-un recipient)*

| Fig.  | 8.27, m | 8.27, n | 8.27, o    | 8.27, p | 8.27, q | 8.27, r                                     |
|-------|---------|---------|------------|---------|---------|---------------------------------------------|
| $\xi$ | 0,50    | 0,25    | 0,06—0,005 | 0,56    | 3,0     | $0,5 + 0,3 \cos \delta + 0,2 \cos^2 \delta$ |

### 8.3.11. Curgerea prin canale

Din ecuațiile (8.89) și (8.107), rezultă:

$$k = \lambda \frac{w^2}{2g} \frac{1}{d_e} \quad (8.142)$$

în care:  $k$  este panta canalului, iar  $d_e$  — diametrul echivalent.

Coeficientul de frecare  $\lambda$  este dat de formula empirică:

$$\lambda = 124 \frac{n^2}{d_e^{1/3}} \quad (8.143)$$

Tabelul 8.13

Coeficientul de asperitate  $n$

| Materialul       | $n$   |
|------------------|-------|
| Alamă            | 0,011 |
| Scinduri         | 0,013 |
| Fontă            | 0,014 |
| Oțel galvanizat  | 0,015 |
| Bazalt           | 0,015 |
| Beton            | 0,015 |
| Oțel (comercial) | 0,017 |
| Pământ           | 0,023 |

Din ecuațiile (8.142) și (8.143) se obține panta canalului

$$k = 6,32 \frac{n^2 w^2}{d_e^{4/3}}$$

sau, viteza lichidului în canal:

$$w = 0,4 \frac{d_e^{2/3}}{n} \sqrt{k}$$

În aceste ecuații  $n$  este coeficientul de asperitate al pereților (tabelul 8.13).

### 8.3.12. Curgerea prin baraje, deversoare și preaplinuri

*Barajul* este un obstacol transversal pe direcția de curgere a lichidului dintr-un canal.

Curgerea lichidelor prin baraje se poate asemăna cu curgerea printr-un orificiu a cărui secțiune nu este în întregime plină cu lichid.

Viteza lichidului la ieșirea dintr-un orificiu situat la distanța  $z$  de nivelul lichidului (și când deasupra lichidului și în afara orificiului este aceeași presiune) se calculează cu ecuația lui *Torricelli* (8.87):

$$w = c \sqrt{2gz}$$

Aplicând această ecuație la un strat orizontal subțire (de grosime  $dz$ ) care se găsește la adâncimea  $z$  față de nivelul suprafeței libere a lichidului,

considerată la o distanță destul de mare de baraj pentru a nu fi influențată de acesta, se obține pentru debitul lichidului din stratul subțire considerat:

$$dG_v = wL dz = c \sqrt{2gz} L dz \quad (8.144)$$

unde  $L$  este lungimea crestei barajului (fig. 8.28, a).

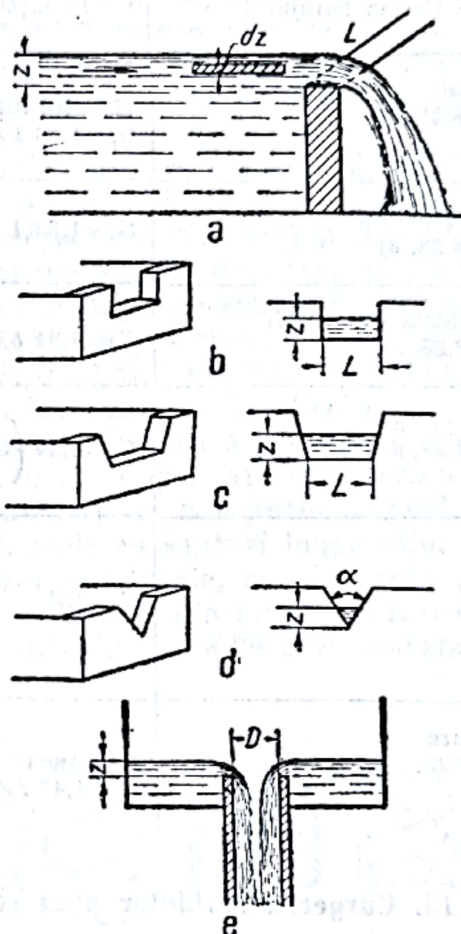


Fig. 8.28. Baraje și deversoare.

Integrând pe toată grosimea  $Z$  a stratului de lichid, se obține:

$$G_v = cL \sqrt{2g} \int_0^Z z^{1/2} dz = \frac{2}{3} cL \sqrt{2g} Z^{3/2}$$

Cu valoarea medie de 0,626 pentru  $c$ , se ajunge la ecuația:

$$G_v = 1,84 LZ^{3/2}$$

În tabelul 8.14 și fig. 8.28 sînt arătate și alte forme de baraje.

*Deversorul* sau *preaplinul* este o conductă — de obicei cu secțiune circulară — avînd marginea superioară într-un plan orizontal (preaplinul poate avea deschiderea de intrare în plan vertical) peste care deversează un lichid, fără a umple în întregime secțiunea deversorului.



$G_v$  = debitul de volum, m<sup>3</sup>/s;

$L$  = creasta barajului, m;

$Z$  = înălțimea lichidului deasupra cretei, măsurată la distanță destul de mare de baraj, m.

| Forma barajului                            | Ecuatia pentru debit                                                            | Observații                                                                                                              |
|--------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Orizontală<br>(fig. 8.28, a)               | Ecuatia lui Francis<br>$G_v = 1,84 LZ^{1,5}$                                    | Cind creasta $L$ este destul de lungă ca efectele de margine să fie neglijabile                                         |
| Dreptunghiulară<br>(fig. 8.28, b)          | $G_v = 1,84(L - 0,2 Z)Z^{1,5}$                                                  |                                                                                                                         |
| Trapezoidală (Cipoletti)<br>(fig. 8.28, c) | $G_v = 1,84 LZ^{1,5}$                                                           | Panta pereților egală cu 4 : 1                                                                                          |
| Triunghiulară<br>(fig. 8.28, d)            | $G_v = 1,34 \left( \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^{0,996} Z^{2,47}$ | Se folosesc pentru măsurarea debitelor care variază între limite largi                                                  |
| Curbă                                      | $G_v = CZ$                                                                      | Pentru baraje a căror curbura verifică relația: $L\sqrt{Z} = \text{const.}$<br>$L$ fiind lățimea la înălțimea $Z$       |
| Deversoare<br>(fig. 8.28, e)               | Ecuatia lui Gourley:<br>$G_v = 1,47 LZ^{1,4}$                                   | $L$ este perimetrul interior al marginii deversorului<br>Aplicabilă cind $Z < 0,2 d$<br>( $d$ = diametrul deversorului) |

### 8.3.13. Curgerea fluidelor prin straturi granulare și prin umpluturi

În multe operații din industria chimică, fluidele străbat straturi formate din bulgări, granule, corpuri de umplere sau pulbere; de exemplu, trecerea gazelor prin stratul de cărbune din focare sau din gazogene, trecerea gazelor prin stratul de bulgări la arderea calcarului, trecerea fluidelor prin straturi de catalizator, trecerea fluidelor prin coloane de absorbție sau prin umplutura coloanelor (de absorbție, adsorbție, extracție, rectificare), trecerea fluidelor prin straturi filtrante sau prin straturi de schimbători de ioni etc.

Straturile sînt din materiale de formă neregulată, ca de exemplu cărbunii dintr-un gazogen, sau din corpuri de formă geometrică. Stratul este străbătut de un singur fluid — gaz sau lichid — de exemplu, la filtrare, sau de două fluide diferite curgînd în contracurent: două lichide diferite ca în coloanele de extracție sau un lichid și un gaz ori vapori, ca în coloanele de absorbție și de rectificare.

8.3.13.1. Umpluturi și corpuri de umplere. Eficiența unei operații este condiționată de asigurarea unui bun contact între fazele participante.



Pe lângă barbotarea simplă sau cu agitare și folosirea coloanelor cu talere, mijlocul cel mai răspândit pentru asigurarea unui bun contact între două faze fluide este trecerea lor în contracurent prin coloane cu umplutură.

Straturile cu umplutură servesc și pentru alte scopuri: reținerea prafului din gaze, îmbunătățirea transferului termic, cataliza ș.a.

O bună umplutură trebuie să îndeplinească următoarele condiții: suprafață specifică mare (suprafață pe unitatea de volum), volum mare de goluri, rezistență mecanică mare, rezistență chimică corespunzătoare.

Marele număr de umpluturi existente sînt de patru categorii: 1) materiale de formă neregulată, 2) corpuri de umplere cu formă definită, 3) grătare și 4) împletituri metalice.

a) *Materialele de formă neregulată* folosite ca umplutură sînt: bucăți de cocs, de cărămidă, pietre, talaș sau surcele de lemn etc. Aceste materiale sînt ieftine, se găsesc ușor și au o bună rezistență mecanică și chimică. Mărirea lor neuniformă produce însă o rezistență hidraulică relativ mare și înfundări, mai cu seamă cînd fluidul conține suspensii solide. Pentru a se obține o mărime cît mai uniformă este necesară o sortare.

b) *Corpurile de umplere cu formă definită* sînt umpluturile cele mai răspîndite, mai cu seamă ca inele *Raschig*, inele *Lessing*, și *Berl* ș.a. (fig. 8.25) de tablă, materiale ceramice, carborundum. Pentru așezarea neregulată în strat, inelele *Raschig*, *Lessing* și *Pall* au, ca proprietate caracteristică, diametrul egal cu înălțimea. Alte corpuri de umplere mai puțin răspîndite sînt: inele cu suprafață elicoidală interioară, inele cu șanțuri longitudinale exterioare, elice de sîrmă, lanțuri, sfere găurite și goale, ace de cardă ș.a., iar pentru coloane de laborator: inele din sită, inele din sîrmă, conuri din sită (*Stedman*), prisme triunghiulare din sîrmă. În fig. 8.29 sînt arătate cîteva forme de corpuri de umplere.

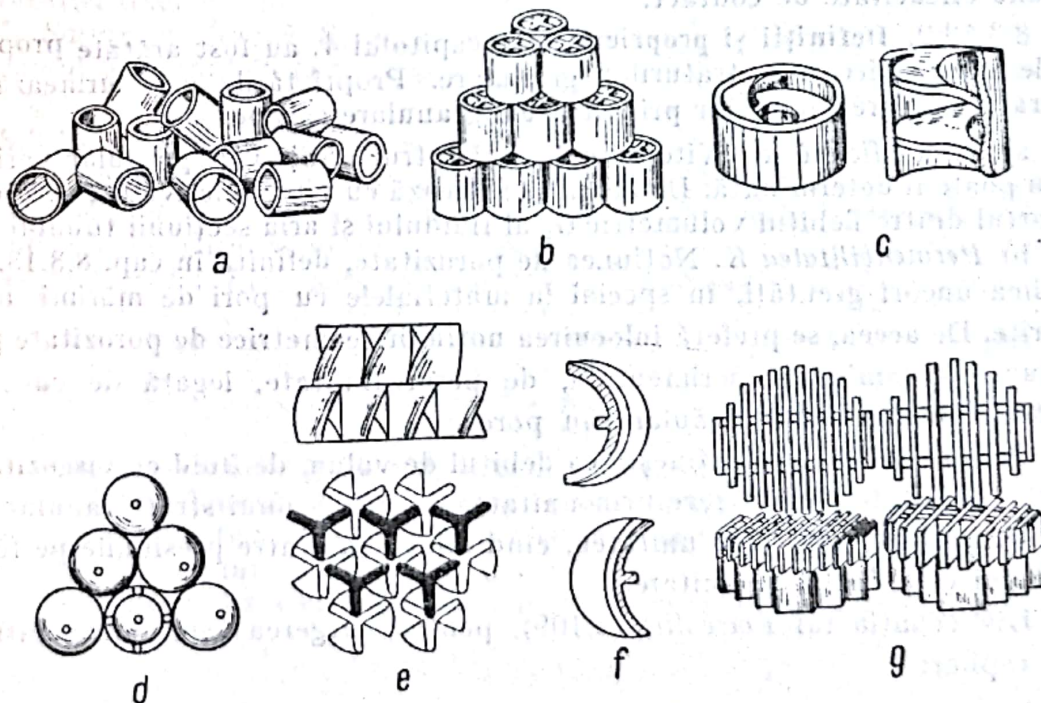


Fig. 8.29. Corpuri de umplere:

a — inele *Raschig*; b — inele *Lessing*; c — inele cu suprafață elicoidală interioară; d — sfere; e — umplutură elicoidală; f — șei *Berl*; g — grătar.



Toate aceste corpuri de umplere tind să satisfacă în cît mai mare măsură dezideratele pentru o bună umplutură. Compromisul optim trebuie apreciat sau determinat la alegerea sortului și dimensiunii corpurilor de umplere: corpurile mici au o mai mare suprafață specifică dar și o rezistență hidraulică mai mare, și invers. Spărturile rezultate din corpurile ceramice măresc disproporționat rezistența hidraulică a stratului.

Forma corpurilor de umplere a rezultat din condiția așezării lor neregulate în stratul de umplutură, cînd sînt vărsate. Uneori corpurile de umplere mari sînt așezate individual, regulat.

O condiție esențială pentru contactul bun între faze este evitarea formării canalelor, locul prin care fluidul sau fluidele circulă preferențial, lăsînd neutilizată cea mai mare parte a secțiunii umpluturii; există tendința lichidului de a se îndrepta spre peretele coloanei (maldistribuție). Formarea de canale se evită prin turnarea îngrijită și uniformă a umpluturii în strat, prin repartizarea uniformă a fazei lichide și prin fracționarea stratului în porțiuni de înălțime mai mică, între care se intercalează dispozitive pentru colectarea și redistribuirea lichidului.

Pentru o mai bună repartizare a lichidului în secțiunea transversală a coloanei, se recomandă ca diametrul nominal al umpluturii să fie de cel puțin opt ori mai mic decît diametrul coloanei.

c) *Grătarele suprapuse* înlocuiesc din ce în ce mai mult umplutura și talerele coloanelor. Se construiesc din lemn, materiale ceramice sau metal în formă simplă, cu bare paralele sau în forme complicate, care urmăresc dirijarea rațională a fluidelor. Grătarele simple produc o pierdere de presiune mică, nu se înfundă cînd fluidele conțin suspensii solide, se montează și se demontează ușor. Construcțiile mai complicate au avantaje specifice, îndeosebi o bună eficacitate de contact.

**8.3.13.2. Definiții și proprietăți.** În capitolul 4, au fost arătate proprietățile geometrice ale straturilor granulare. Proprietățile care urmează se referă la curgerea fluidelor prin straturi granulare sau poroase.

a) *Viteza fictivă  $w_f$* . Viteza reală, înăuntrul unui strat granular variază și nu poate fi determinată. De aceea se lucrează cu viteza fictivă  $w_f$ , care este raportul dintre debitul volumetric  $G_v$  al fluidului și aria secțiunii tubului gol.

b) *Permeabilitatea  $K$* . Noțiunea de porozitate, definită în cap. 8.3.13.1. c implică uneori greutăți, în special la materialele cu pori de mărimi mult diferite. De aceea, se preferă înlocuirea noțiunii geometrice de porozitate prin noțiunea dinamică, experimentală, de permeabilitate, legată de curgerea fluidelor prin stratul granular sau poros.

Permeabilitatea se definește ca debitul de volum de fluid cu viscozitatea egală cu unitatea, care trece prin unitatea de arie a unui strat granular sau poros de grosime egală cu unitatea, cînd diferența dintre presiunile pe fețele stratului este egală cu unitatea.

Din ecuația lui *Poiseuille* (8.109), pentru curgerea (laminarea) într-un tub capilar:

$$w = \frac{d^3 \Delta p}{32 \eta l} = \frac{d^2}{32} \frac{\Delta p}{l \eta},$$



iar debitul printr-un strat granular sau poros, de arie  $A$ , avind  $n$  capilare (de diametru  $d$ ) pe unitatea de arie este

$$G_v = w \frac{\pi d^2}{4} n A = \frac{\pi}{128} n d^2 \frac{\Delta p}{\eta l} = K \frac{\Delta p}{l \eta} A \quad (8.146)$$

în care  $K$  este, în conformitate cu definiția dată mai sus, permeabilitatea stratului.

Permeabilitatea se exprimă și prin ecuația lui Kozeny,

$$K = \frac{1}{5} \frac{\epsilon^3}{\sigma^2(1-\epsilon)^2},$$

dedusă cu ajutorul unui model, mai plauzibil, în care capilarele nu sînt considerate paralele (ca în modelul lui Darcy), ci distribuite egal după cele trei direcții ortogonale ale spațiului.

Unitatea (necoerentă) de permeabilitate este *darcy*, reprezentind permeabilitatea unui strat poros de arie  $A=1 \text{ cm}^2$  și grosime  $l=1 \text{ cm}$ , prin care trece cu debitul  $G_v=1 \text{ cm}^3/\text{s}$  un fluid cu viscozitatea  $1 \text{ cP}$ , diferența de presiune pe fețele stratului poros fiind  $\Delta p=1 \text{ kgf/cm}^2$ .

c) *Reținerea sau saturația  $S$*  a unui strat granular este raportul dintre volumul lichidului umectant din golurile stratului și volumul total de goluri. Uneori se face deosebire între *reținerea dinamică*, cînd stratul este străbătut de lichidul umectat sau de lichidul umectant și de fluidul neumectant, în condiții care trebuie precizate, și *reținerea statică*, cînd trecerea fluidelor a încetat și a fost lăsat să se scurgă.

d) *Saturația fixă  $S_f$*  este fracția de goluri în care lichidul umectant este staționar (nu ia parte la curgere).

e) *Saturația reziduală  $S_r$* , sau *saturația fixă maximă* este valoarea maximă a saturației fixe.

f) *Saturația efectivă  $S_e$*  este raportul dintre fracția de goluri ocupate de lichidul umectant în curgere și fracția de goluri ocupate de ambele fluide în curgere.

### 8.3.13.3. Relațiile de curgere în straturi granulare

a) *Straturi străbătute de un singur fluid*. Metodele pentru determinarea pierderii de presiune în straturi granulare adaptează ecuația generală (8.104) la condițiile de curgere printr granulele stratului.

$\alpha$ ) *Metoda lui Rose* determină pierderea de presiune cu ecuația:

$$\Delta p = \Lambda \frac{l}{d_p} w_f^2 \rho \quad (8.147)$$

asemănătoare cu ecuația (8.104), în care au fost introduse următoarele modificări:

- lungimea  $l$  este grosimea stratului granular;
- în locul diametrului conductei este diametrul  $d_p$  al granulelor;
- viteza  $w_f$  este viteza fictivă pe care ar avea-o fluidul, cu același debit, prin tubul fără umplutură:  $w_f = G_v/A$ ;
- în locul lui  $\lambda$  s-a introdus coeficientul adimensional  $\Lambda$  a cărui valoare este funcție de  $Re'$ :

$$\Lambda = 1000(Re')^{-1} + 125(Re')^{-1/2} + 14$$

unde  $Re'$  este numărul lui Reynolds modificat:

$$Re' = \frac{w_f d_p \rho}{\eta}$$



prin înlocuirea diametrului conductei cu diametrul mediu al granulelor din strat (înțeles ca diametrul sferei cu aceeași arie specifică ca aceea a granulelor stratului).

β) Metoda Javoronkov și Aerov folosește ecuația generală în forma:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_e} \frac{w_f}{2} \rho \varepsilon \quad (8.148)$$

în care, pe lângă notațiile precedente,  $\varepsilon$  este porozitatea stratului, iar  $d_e$  este diametrul echivalent al golurilor, egal cu  $4\varepsilon/\sigma$ , unde  $\sigma$  este aria specifică a granulelor.

Valoarea coeficientului de frecare  $\lambda$  este funcție de numărul Reynolds  $Re''$ :

$$Re'' = \frac{w_f d_e \rho}{\eta}$$

și anume: — pentru curgerea laminară:  $\lambda = 140 (Re'')^{-1}$   
— pentru curgerea turbulentă:  $\lambda = 16 (Re'')^{-0,2}$

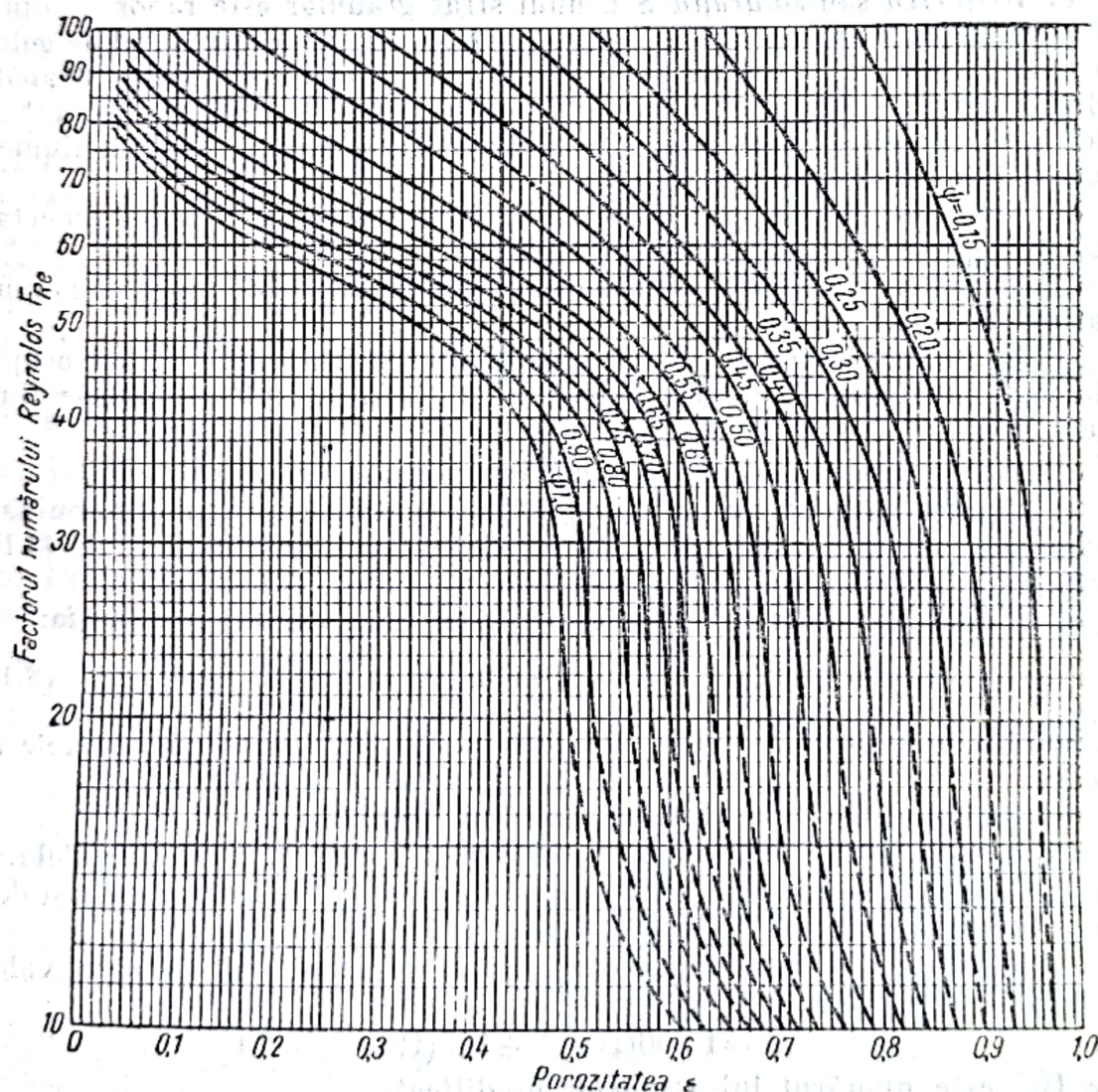


Fig. 8.30. Factorul  $F_{Re}$  în funcție de porozitatea  $\varepsilon$  și sfericitatea umpluturii  $\psi$ .



Criteriul regimului de curgere prin stratul granular este:  $Re'' < 40$  pentru curgere laminară și  $Re'' > 40$  pentru curgere turbulentă.

γ) Metoda Brownell aplică ecuația (8.104) afectând coeficientul de frecare cu un factor  $F_\lambda$  și incluzând un factor  $F_{Re}$  în numărul lui Reynolds; de asemenea, se înlocuiesc  $d$  și  $w$  din ecuația (8.104) cu  $d_p$  și  $w_f$ . Rezultă:

$$Re'' = \frac{d_p w_f \rho}{\eta} F_{Re}$$

$$f_\lambda = \lambda F_\lambda \frac{l}{d_p} \frac{w_f}{2g}$$

Valorile factorilor  $F_{Re}$  și  $F_\lambda$  au fost corelate grafic din determinările experimentale existente, în diagramele din fig. 8.30 și 8.31.

δ) Metoda Ergun [23] utilizează ecuația

$$\Delta p = \Lambda' \frac{1-\epsilon}{\epsilon^3} \frac{1}{d_p} w_f^2 \rho \quad (8.149)$$

în care

$$\Lambda' = \frac{150}{Re^{IV}} + 1,75$$

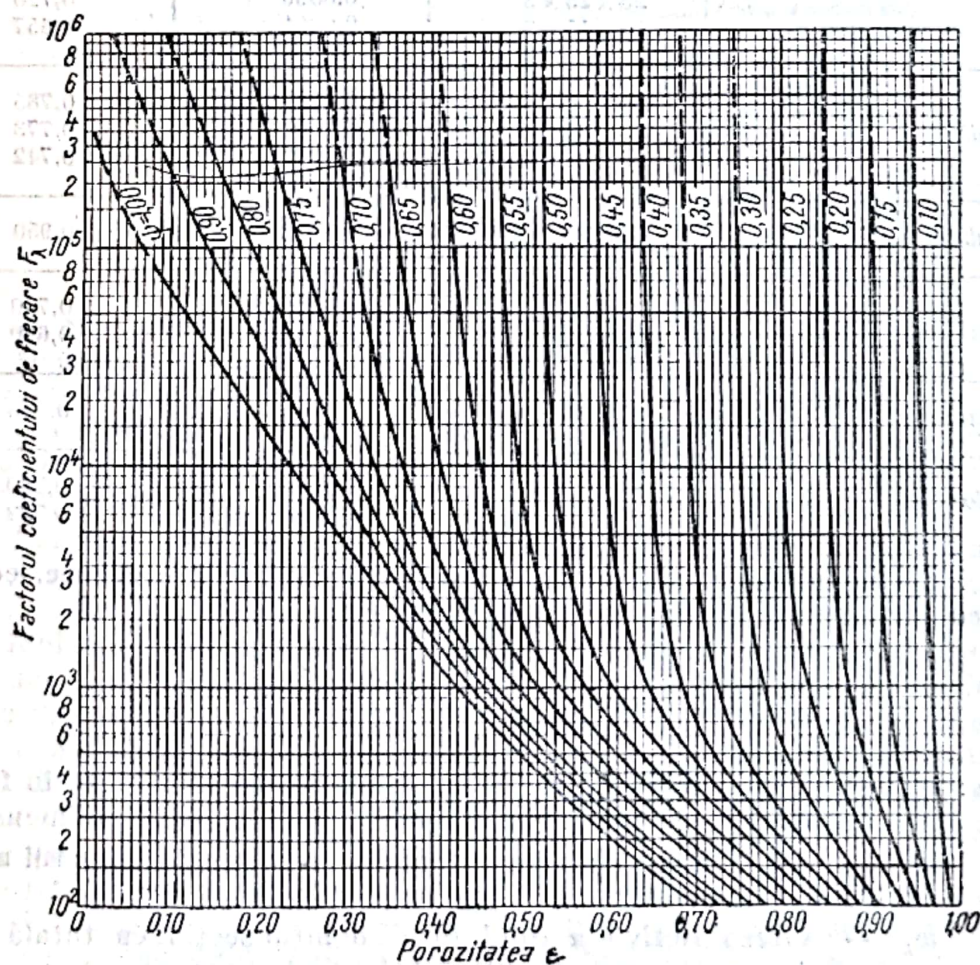


Fig. 8.31. Factorul de frecare  $F$  în funcție de porozitatea  $\epsilon$  și sfericitatea umpluturii  $\psi$ .



și

$$Re^{IV} = \frac{w_f d_p}{\nu} \frac{1}{1 - \epsilon}$$

Ecuația (8.149) verifică rezultatele experimentale, cu abateri de  $\pm 2\%$  pînă la  $Re^{IV} = 8000$ , pentru umpluturile încercate (ceramice și metalice), dar nu dă rezultate satisfăcătoare pentru inele *Raschig*.

În ecuația (8.149) umplutura se caracterizează prin două mărimi: diametrul de calcul  $d_p$  și fracția de goluri  $\epsilon$  (tabelul 8.15)

Tabelul 8.15

Diametrul de calcul  $d_p$  și fracția de goluri  $\epsilon_0$  ale unor corpuri de umplere [23]

| Corpuri de umplere      | Dimensiuni, mm | Diametrul de calcul $d_p$ , m | Fracția de goluri, $\epsilon_0$ |
|-------------------------|----------------|-------------------------------|---------------------------------|
| Inele <i>Raschig</i>    | 50 × 50 × 5    | 0,0130                        | 0,785                           |
|                         | 35 × 35 × 4    | 0,0108                        | 0,733                           |
|                         | 30 × 30 × 4    | 0,0107                        | 0,755                           |
|                         | 25 × 25 × 3    | 0,0096                        | 0,720                           |
|                         | 15 × 15 × 2    | 0,0061                        | 0,657                           |
| Inele <i>Pall</i>       | 50 × 50 × 5    | 0,0107                        | 0,785                           |
|                         | 35 × 35 × 4    | 0,00978                       | 0,773                           |
|                         | 25 × 25 × 3    | 0,00807                       | 0,742                           |
| Inele <i>Pall supra</i> | 35 × 35 × 0,8  | 0,0023                        | 0,950                           |
| Șei <i>Berl</i>         | 35 × 35        | 0,01130                       | 0,750                           |
|                         | 25 × 25        | 0,00954                       | 0,690                           |
| Șei <i>supra</i>        | 35 × 35 × 0,4  | 0,008                         | 0,978                           |
| Șei <i>Intalox</i>      | 35 × 35        | 0,0107                        | 0,760                           |
|                         | 25 × 25        | 0,0088                        | 0,732                           |

$\epsilon$ ) Ecuația lui *Leva*; cu notații folosite în ecuațiile precedente, ecuația lui *Leva* [13] pentru fluide necompresibile este

$$\Delta p = \lambda_m \frac{l}{d_p} \frac{w_f^2}{2} \rho \frac{(1 - \epsilon)^{3-n}}{\epsilon^3 \psi^{3-n}}$$

în care:  $\lambda_m$  este coeficientul de frecare modificat, a cărui valoare în funcție de  $Re_m$  rezultă din diagrama din fig. 8.32, adimensional;

$d_p = 6(1 - \epsilon)\psi\sigma$  — diametrul mediu (raportat la volumul mediu) al granulelor, m;

$w_f$  — viteza fictivă a fluidului = debitul/secțiunea totală a coloanei, m/s;

$l$  — grosimea stratului granular, m;

- $\rho$  — densitatea fluidului,  $\text{kg/m}^3$ ;  
 $\epsilon$  — fracție de goluri a umpluturii, adimensional;  
 $\psi$  — sfericitatea granulelor = aria sferei cu volum egal cu volumul granular/aria granulei;  
 $Re_m$  — numărul lui Reynolds modificat, adimensional;  
 $\sigma$  — aria specifică a granulelor,  $\text{m}^2/\text{m}^3$ ;  
 $n$  — exponent, funcție de  $Re_m$  (fig. 8.32), adimensional.

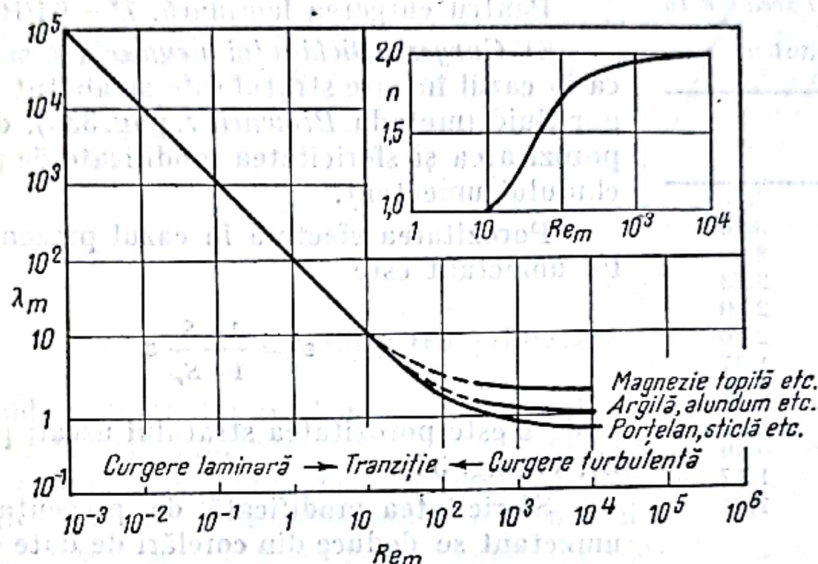


Fig. 8.32. Diagrama pentru determinarea pierderii de presiune în straturi granulare (după Leva).

b) *Straturi străbătute de două fluide.* În operațiile de absorbție, de rectificare și de extracție, se folosesc straturi de umplutură pentru a îmbunătăți contactul dintre cele două fluide care circulă în contracurent: un gaz și un lichid la absorbție, un lichid și vapori la rectificare, două lichide nemiscibile și cu densități diferite la extracție. Există și cazuri în care ambele fluide curg în același sens, de exemplu la spălarea filtrelor cu apă și aer.

Curgerea simultană, în contracurent, a două fluide — de exemplu, un gaz și un lichid — diferă de trecerea unui singur fluid prin strat, tocmai prezența celor două fluide care ocupă fracțiuni din spațiul gol al umpluturii. Lichidul care udă mai bine umplutura va curge mai mult sub forma unei pelicule, acoperind întreaga suprafață a umpluturii și ocupând în întregime unele din golurile mai mici ale umpluturii; acest lichid (umectant) este considerat ca fază continuă a sistemului. Gazul, vaporii sau celălalt lichid ocupă locul rămas liber din golurile umpluturii; apar și goluri mai mici unde, din cauza tensiunii superficiale a lichidului care închide intrările și ieșirile din pori, gazul stagnează.

α) *Curgerea lichidului umectant* se calculează cu ecuațiile obișnuite, ținând însă seamă că curgerea are loc în spațiul corespunzător saturației efective (v. pag. 333). Pentru aceasta se înlocuiește  $w_f$  cu  $w_f/S_e^y$ . Valoarea exponentului  $y$  depinde de mărimea granulelor stratului (tabelul 8.16).



Cu această schimbare,  $Re$  devine:

$$Re^v = \frac{d_p \rho}{\eta} \frac{w_f}{S_e^y} F_{Re}$$

$$f = \lambda^v \frac{l}{d_p} \frac{1}{2g} \left( \frac{w_f}{S_e^y} \right)^2 F_f$$

Tabelul 8.16

| Exponentul $y$ |      |
|----------------|------|
| $d_p$<br>mm    | $y$  |
| 0,05           | 3,30 |
| 0,1            | 3,00 |
| 0,2            | 2,73 |
| 0,5            | 2,40 |
| 1              | 2,16 |
| 2              | 1,97 |
| 5              | 1,78 |
| 10             | 1,66 |
| 20             | 0,56 |
| 50             | 1,47 |
| 100            | 1,41 |

Pentru curgerea laminară:  $\lambda^v = 64/Re^v$ .

β) Curgerea lichidului neumectant se calculează ca în cazul în care stratul este străbătut de un singur fluid (metoda *Brownell* v. pag. 335), dar folosind porozitatea și sfericitatea modificate de prezența lichidului umectant.

Porozitatea efectivă în cazul prezenței lichidului umectant este

$$\varepsilon' = \frac{1-S}{1-S_r} \varepsilon$$

unde  $\varepsilon$  este porozitatea stratului uscat; pentru  $S$  și  $S_r$ , v. pag. 333.

Sfericitatea modificată de prezența lichidului umectant se deduce din corelări de date experimentale, în funcție de saturația efectivă. De exemplu, pentru o saturație efectivă de 1/3, sfericitatea modificată  $\psi'$  este:

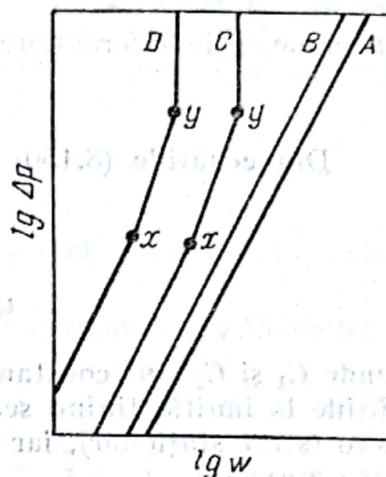
- pentru particule mici : 0,82;
- pentru șei *Berl* de 6 mm : 0,73;
- pentru inele *Raschig* de 16 mm : 0,60;
- pentru șei *Berl* de 12 mm : 0,53.

c) *Viteza de înecare*. Variația pierderii de presiune în coloanele cu umplură este redată în diagrama din fig. 8.33. Dreapta *A* arată pierderea de presiune cu creșterea vitezei gazului prin coloana neudată; pierderea de presiune variază cu puterea 1,8–2,0 a vitezei gazului. Dreapta *B* se referă la o coloană cu umplutura bine udată, după ce a fost lăsată să se scurgă; pierderea de presiune variază după aceeași lege (dreptele *A* și *B* sînt paralele), dar pierderile de presiune sînt mai mari din cauză că lichidul rămas (reținerea statică) micșorează secțiunea canalelor prin care trece gazul. Liniile *C* și *D* arată variația pierderii de presiune în coloane cu umplură prin care trec în contracurent un lichid și un gaz, la diferite debite de lichid (curba *C* la debit mai mic, curba *D* la debit mai mare). Aceste linii sînt formate din cîte trei segmente drepte, destul de bine delimitate prin punctele  $x$  și  $y$ , numite respectiv *punct de încărcare* și *punct de înecare*. Primul segment, sub punctul  $x$  de înecare, este aproximativ paralel cu dreptele *A* și *B*, indicînd că există porțiuni libere de lichid în lungul canalelor. Segmentul dintre punctele  $x$  și  $y$  are panta mai mare, explicată prin creșterea mai rapidă a pierderii de presiune, datorită barbotării gazului prin lichidul din canale. Porțiunea supe-

rioară, deasupra punctului  $y$ , de înecare, este paralelă cu ordonata: presiunea crește brusc, lichidul fiind oprit să mai curgă sau este împins înapoi de gaz; este fenomenul cunoscut sub numele de *înecarea coloanei*.

Fig. 8.33. Pierderea de presiune în coloanele cu umplură:

A — în coloana uscată; B — în coloana scursă, după udare; C — în coloana cu debit mic de lichid; D — în coloana cu debit mai mare;  $x$  — punct de încărcare;  $y$  — punct de înecare.



### 8.3.14. Curgerea peliculară

Se consideră (fig. 8.34) un element de volum înăuntrul stratului de lichid care curge în lungul unui perete vertical. Elementul de volum este situat la distanța  $x$  de marginea superioară a peretelui și la distanța  $y$  de perete. Dimensiunile elementului de volum sînt: înălțimea  $dx$ , lățimea  $dy$  și grosimea (măsurată perpendicular pe planul figurii) egală cu unitatea. Volumul elementului este deci  $dV = dx \cdot dy \cdot 1$ .

Asupra acestui element de volum acționează trei forțe:

- greutatea elementului ( $\gamma dV = \rho g dV$ ) dirijată de sus în jos; datorită acestei forțe lichidul curge în lungul peretelui;
- forța de frecare  $f$ , dirijată în sens contrar (de jos în sus) și acționînd pe fața dinspre perete a elementului de volum;
- forța de frecare  $(f + df)$  dirijată de sus în jos și acționînd pe fața opusă peretelui.

În ipoteza că lichidul curge cu viteză constantă, cele trei forțe se echilibrează:

$$\rho g dV + (f + df) - f = 0$$

sau

$$\rho g dV + df = 0$$

Introducînd forța de frecare pe unitate de arie, egală cu efortul unitar tangențial  $\sigma$ , ecuația precedentă devine:

$$\rho g dx dy + d\sigma dx = 0$$

sau

$$d\sigma = -\rho g dy \quad (8.150)$$

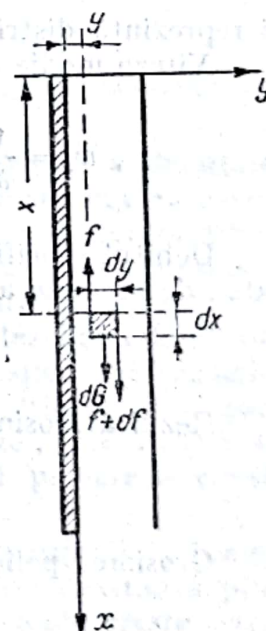


Fig. 8.34. Curgerea unui lichid pe un perete vertical.



Efortul unitar tangențial este dat de ecuația lui *Newton* (8.31) care pentru acest caz se scrie:

$$\sigma = \eta \frac{dw_x}{dy}$$

de unde, prin diferențiere,

$$d\sigma = \eta \frac{d^2w_x}{dy^2} dy \quad (8.151)$$

Din ecuațiile (8.150) și (8.151), rezultă: ]

$$\begin{aligned} \frac{d^2w_x}{dy^2} &= -g \frac{\rho}{\eta} y + C_1 \\ w_x &= -g \frac{\rho}{\eta} y^2 + C_1 y + C_2 \end{aligned} \quad (8.152)$$

unde  $C_1$  și  $C_2$  sînt constante de integrare, ale căror valori se deduc din condițiile la limită, ținînd seamă că la suprafețele peretelui ( $y=0$ ) viteza este zero (strat staționar), iar la suprafața stratului de lichid ( $y=\delta_x$ ) viteza  $w_x$  este maximă:

- pentru  $y=0$ ,  $w_x=0$  și rezultă  $C_2=0$ ;
- pentru  $y=\delta_x$ ,  $dw_x/dy=0$  și rezultă  $C_1=g \frac{\rho}{\eta} \delta_x$ .

Cu aceste valori ale constantelor (ecuația 8.152) devine:

$$w_x = g \frac{\rho}{\eta} \delta_x y - g \frac{\rho}{2\eta} y^2$$

și reprezintă distribuția vitezelor locale în grosimea stratului de lichid.

Viteza medie a lichidului este:

$$\bar{w}_x = \frac{1}{\delta_x} \int_0^{\delta_x} w_x dy = \frac{g}{\delta_x} \int_0^{\delta_x} \left( \frac{\rho}{\eta} \delta_x y - \frac{\rho}{2\eta} y^2 \right) dy = g \frac{\rho}{3\eta} \delta_x^2 \quad (8.153)$$

Debitul specific de udare, egal cu debitul de masă al lichidului pe unitatea de lungime a peretelui (măsurată perpendicular pe planul figurii) este:

$$G_m = \bar{w}_x \delta_x \rho = g \frac{\rho^2}{3\eta} \delta_x^3 \quad (8.154)$$

Rezultă grosimea peliculei de lichid:

$$\delta_x = \sqrt[3]{3 \frac{G_m}{g} \frac{\eta}{\rho^2}} \quad (8.155)$$

Grosimea peliculei este constantă pe înălțimea peretelui.

## 8.4. Măsurarea fluidelor în curgere

### 8.4.1. Parametri de măsurare

Pentru un fluid în curgere este necesar să se cunoască, prin măsurare, următorii parametri:

Viteza locală  $w_i$ , egală cu componenta axială a vectorului care reprezintă viteza medie în timp a fluidului, într-un punct al curentului; vitezele locale variază (v. 8.3.5. c) de la viteza maximă, din axa conductei, pînă la viteza, practic nulă, a stratului limită din imediata apropiere a peretelui conductei.

Viteza medie  $w$  este media vitezelor locale, rezultată din integrarea vitezelor locale pe secțiunea transversală și împărțirea rezultatului cu aria secțiunii transversale:

$$w = \frac{1}{A} \oint w_i dA$$

În mod curent, viteza medie se deduce din raportul dintre debitul volumetric al fluidului și aria secțiunii transversale.

Debitul mediu  $\bar{G}$ , debitul momentan  $G$  (v. 8.3.6.1) și cantitatea  $\Delta C$  de fluid care curge într-un interval de timp  $\Delta \tau$  sînt legate prin relațiile:

— dacă debitul este constant pe durata  $\Delta \tau$ :  $\Delta C = \bar{G} \Delta \tau$ ;

— dacă debitul variază pe durata  $\Delta \tau$ :  $\Delta C = \int_{\tau}^{\tau + \Delta \tau} G d\tau$ .

Din diagramele pe care se înscrie debitul momentan în funcție de timp, se determină cantitatea de fluid trecut, prin planimetrarea ariei de sub curbă pe durata care interesează.

#### 8.4.2. Instrumente de măsurare

În continuare, sînt prezentate instrumentele principale pentru măsurarea vitezelor, debitelor și cantităților de fluide în curgere.

**8.4.2.1. Diafragme și duze pentru măsurarea vitezelor și a debitelor.** Dacă în curentul unui fluid se introduce un obstacol care strangulează secțiunea conductei, rezultă o creștere a vitezei și, prin aceasta, în conformitate cu ecuația lui Bernoulli, o scădere a presiunii. Diferența dintre presiunea amonte de strangulare și presiunea în dreptul stragulării este funcție de viteza fluidului în conductă și poate servi la măsurarea vitezei și a debitului.

Cel mai simplu mijloc pentru acest scop este folosirea diafragmelor și a duzelor de măsurare, v. și STAS 7347-75 (fig. 8.35). Ele se montează între două flanșe; de ambele părți ale diafragmei sau duzei, cite un tub de legătură transmite presiunile la un manometru diferențial, pe care se citește diferența dintre cele două presiuni (fig. 8.36).

Curba din partea de sus a fig. 8.36 arată variația presiunii în lungul conductei: în amonte de diafragmă presiunea este practic constantă pînă la o distanță aproximativ egală cu diametrul conductei, unde crește puțin pînă lîngă diafragmă; presiunea scade apoi brusc, la trecerea fluidului prin diafragmă; ea atinge un minim în aval de diafragmă la o distanță care variază între  $0,3d$  și  $0,7d$  — după diametrul  $d$  al conductei — în locul unde vîna de fluid are stragularea maximă; de aici presiunea crește pentru a reveni la o valoare apropiată de presiunea inițială, rămînînd totuși mai mică, cu o diferență  $\delta p$  care reprezintă pierderea de presiune datorită diafragmei sau duzei. La duze, pierderea de presiune este mai mică decît la diafragme.



Aplicind ecuația lui *Bernoulli* la curgerea izotermă a unui lichid printr-o conductă orizontală, între punctul 1 situat amonte de diafragmă sau duza de măsurare și punctul 2 situat în secțiunea de strângere maximă a curen-

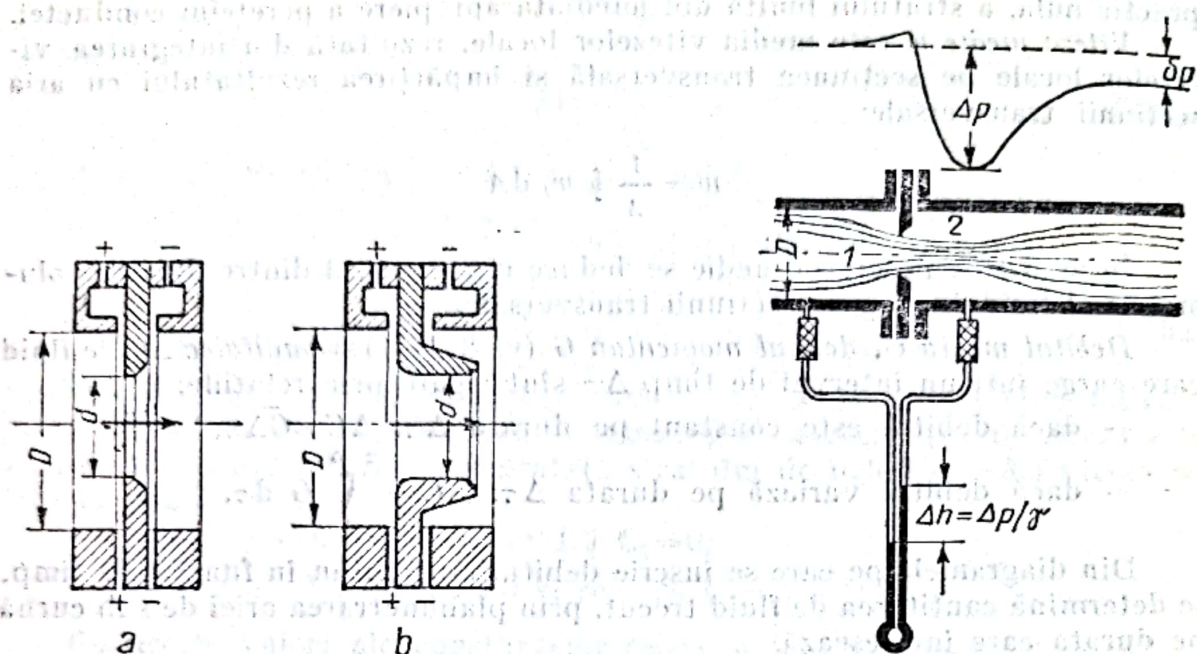


Fig. 8.35. Diafragmă (a) și duză (b) de măsurare.

Fig. 8.36. Măsurarea debitului cu ajutorul diafragmei.

tului de fluid, deci între punctele unde este legat manometrul diferențial (fig. 8.36) se obține, neglijând frecarea:

$$\frac{w_1^2 - w_2'^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} = 0$$

sau

$$w_2' = \frac{1}{\sqrt{1 - m'^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (8.156)$$

unde  $m' = A_2/A_1 = w_1/w_2'$  și  $\Delta p = p_1 - p_2$ ;  $w_2'$  este viteza teoretică în punctul 2.

Pentru debitul de masă  $G_m = A_2 w_2' \rho$ , rezultă:

$$G_m = \frac{1}{\sqrt{1 - m'^2}} A_2 \sqrt{2\rho \Delta p} \quad (8.157)$$

Ecuația (8.157) nu este comodă pentru măsurări tehnice: este greu să se găsească exact punctul 2 de strângere maximă pentru a lega în acest punct una dintre ramurile manometrului diferențial. Diafragmele și duzele standardizate au prizele de presiune chiar pe fețele discului (pe ambele fețe cite o gaură), ca în partea inferioară a fig. 8.35, sau cite o fantă circulară, ca în partea superioară a figurilor.

Pe de altă parte, secțiunea  $A_2$  a vinei de lichid în dreptul strângării este greu de măsurat pentru a determina debitul cu formula (8.157); ceea ce se măsoară ușor este diametrul  $d_0$  și secțiunea  $A_0$  ale orificiului.

Transpunerea formulelor (8.156) și (8.157) în formule practice se face introducând coeficienții de înlocuire:

- coeficientul de strângere:  $\mu = A_2/A_0$ ;
- raportul orificiului :  $m = A_0/A_1$ ;
- coeficientul de corecție :  $\varphi = w_2/w_2'$ .

Coeficientul de corecție  $\varphi$  este introdus pentru a compensa neglijarea frecării și pentru a ține seamă de unele nepotriviri între viteza teoretică  $w_2'$  și viteza reală  $w_2$ .

Cu acești coeficienți, ecuațiile (8.156) și (8.157) devin:

$$w_2 = \frac{\varphi}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (8.158)$$

$$G_m = \frac{\varphi \mu}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} A_0 \sqrt{2 \rho \Delta p} \quad (8.159)$$

Deoarece coeficienții  $\varphi$  și  $\mu$  nu pot fi determinați separat, decît cu greutate, se definește un coeficient de curgere  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{\varphi \mu}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \quad (8.160)$$

cu care, ecuația (8.159) devine:

$$G_m = \alpha A_0 \sqrt{2 \rho \Delta p} \quad (8.161)$$

Tabelul 8.17

Coeficientul  $\alpha$  pentru diafragme și duze standardizate (DIN)

| $m$  | $\alpha$<br>diagrame | $\alpha$<br>duze |
|------|----------------------|------------------|
| 0,05 | 0,987                | 0,598            |
| 0,10 | 0,989                | 0,602            |
| 0,15 | 0,993                | 0,608            |
| 0,20 | 0,999                | 0,615            |
| 0,25 | 1,007                | 0,624            |
| 0,30 | 1,016                | 0,634            |
| 0,35 | 1,028                | 0,646            |
| 0,40 | 1,041                | 0,661            |
| 0,45 | 1,059                | 0,677            |
| 0,50 | 1,081                | 0,696            |
| 0,55 | 1,108                | 0,717            |
| 0,60 | 1,142                | 0,742            |
| 0,65 | 1,183                | 0,770            |
| 0,70 | —                    | 0,804            |

Coeficientul  $\alpha$  se determină prin etalonare. Din cauza importanței măsurătorilor de debite cu diagrame și duze, au fost stabilite norme amănunțite pentru construcția și folosirea lor, astfel încît să nu mai fie nevoie de o etalonare prealabilă. Pentru aparatele standardizate (fig. 8.35), cu prizele de presiune în imediata apropiere a aparatului, coeficientul de curgere  $\alpha$  din ecuația (8.161) are valorile din tabelul 8.17.

Ecuațiile precedente sînt valabile pentru fluide necompresibile la care densitatea nu se schimbă cînd trec de la presiunea  $p_1$  la presiunea  $p_2$ . Aceste ecuații se aplică

cu oarecare aproximație și pentru gaze, cînd diferența de presiune  $\Delta p$  este destul de mică.

Dacă  $\Delta p$  nu este neglijabilă în comparație cu  $p_1$ , sau dacă se cere o precizie mai mare, raționamentul trebuie să țină seamă de expandarea gazelor.



Aplicând ecuația lui *Bernoulli* sub forma ecuației (8.83) — deoarece acum curgerea nu mai este izotermă — și eliminând diferența  $g(z_1 - z_2)$  ca neglijabilă, chiar dacă conducta nu este orizontală, se obține:

$$\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} + h_1 - h_2 = 0 \quad (8.162)$$

Continuitatea curgerii este definită de relația:

$$A_1 w_1 \rho_1 = A_2 w_2 \rho_2$$

de unde,

$$m = \frac{w_1}{w_2} = \frac{A_2 \rho_2}{A_1 \rho_1} \quad (8.163)$$

Introducând coeficienții  $\varphi$  și  $\mu$ , definiți anterior, rezultă din ecuațiile (8.158), (8.162) și (8.163):

$$w_2 = \frac{\varphi}{\sqrt{1 - \mu_x^2 m^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^2}} \sqrt{2\Delta h} \quad (8.164)$$

S-a înlocuit  $\mu$  cu  $\mu_x$  pentru a arăta că valorile sînt diferite din cauza compresibilității gazului.

Considerînd că expandarea se face adiabatic, după relația caracteristică:

$$p_1 v_1^\kappa = p_2 v_2^\kappa$$

sau

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/\kappa}$$

și reamintind cîteva proprietăți ale gazului ideal:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = c_p (T_1 - T_2)$$

$$T_1 = \frac{p_1 v_1}{R} = \frac{p_1}{R \rho_1}$$

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R} = \frac{p_2}{R \rho_2}$$

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R$$

se obține, în locul ecuației (8.164):

$$w_2 = \frac{\varphi}{\sqrt{1 - \mu_x^2 \cdot n^2 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/\kappa}}} \sqrt{2 \frac{p_1}{\rho_1} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}$$

Debitul de masă este

$$G_m = \mu_x A_0 w_2 \rho_2 = \mu_x A_0 w_2 \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/\kappa}$$

Pentru a ajunge la ecuații asemănătoare cu cele de la lichide se introduc factorii:

$$\alpha = \frac{\varphi \mu_{\kappa}}{\sqrt{1 - \mu_{\kappa}^2 m^2}}$$

și

$$\varepsilon = \frac{\alpha_{\kappa}}{\alpha} \sqrt{\frac{1 - \mu_{\kappa}^2 m^2}{1 - \mu_{\kappa}^2 m^2 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/\kappa}}} \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{p_2}{p_1}} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$$

și se obține

$$G_v = \alpha \varepsilon A_0 \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_1}}$$

$$G_m = \alpha \varepsilon A_0 \sqrt{2 \rho_1 \Delta p}$$

**8.4.2.2. Tuburi Venturi.** Diafragmele și duzele produc o pierdere de presiune  $\delta p$  relativ mare și deci un consum sporit de energie la pompe. De aceea, la debite mari, diafragmele și duzele de măsurare sînt înlocuite de tuburile Venturi, care acționează tot prin strangularea curentului de fluid, dar la care raportul  $\delta p / \Delta p$  este mai mic (între 10 și 12%).

Forma tubului Venturi (fig. 8.37) corespunde curentului de fluid strangulat: o porțiune conică (confuzor) cu vîrf de aproximativ  $21^\circ$ , în sensul curgerii, și o porțiune conică (difuzor), cu vîrf în sens opus curgerii și cu un unghi de  $5-7^\circ$ ; uneori în dreptul gîturii dintre cele două porțiuni conice este și o scurtă porțiune cilindrică. Prizele de presiune pentru manometrul diferențial se iau la cel puțin un diametru amonte de începutul îngustării tubulare și în dreptul îngustării maxime.

Ecuațiile vitezei și debitului sînt aceleași ca la diafragme și duze, cu deosebirea că valorile coeficientului  $\alpha$  diferă.

**8.4.2.3. Fluometrul Riesenfeld.** Acest măsurător de debit (fig. 8.38) pentru gaze este un instrument de laborator, a cărui funcționare se bazează tot pe măsurarea diferențială a presiunilor amonte și aval de o strangulare realizată prin subțierea, în tub capilar, a tubului (de obicei din sticlă) prin care circulă fluidul al cărui debit se măsoară. Tubul capilar este, de cele mai multe ori, demontabil, pentru a putea fi ușor înlocuit atunci cînd se trece la măsurarea altor domenii de debite. Manometrul diferențial este un tub de sticlă în formă de U, gradat și umplut pe jumătate cu un lichid manometric convenabil: apă colorată, tetracolorură de carbon, alcool etilic colorat, acid sulfuric, mercur. Aparatul se etalonează chiar cu gazul care trebuie măsurat, punînd instrumentul în serie cu un gazometru sau contor.

**8.4.2.4. Tuburi Pitot.** Dacă în curentul unui fluid necompresibil se introduce o mică suprafață transversală pe direcția de curgere și se aplică ecuația lui Bernoulli, între un punct 1, amonte de suprafața transversală, unde perturbația produsă de această suprafață este neglijabilă, și un punct 2, unde fluidul lovește suprafața,

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{1}{\rho} (p_1 + p_2) = 0 \quad (8.165)$$



sau

$$w_1 = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (8.166)$$

Termenul  $W_2^2$  din ecuația lui *Bernoulli* este aici nul pentru că, în punctul 2, lichidul a fost oprit de suprafața transversală.

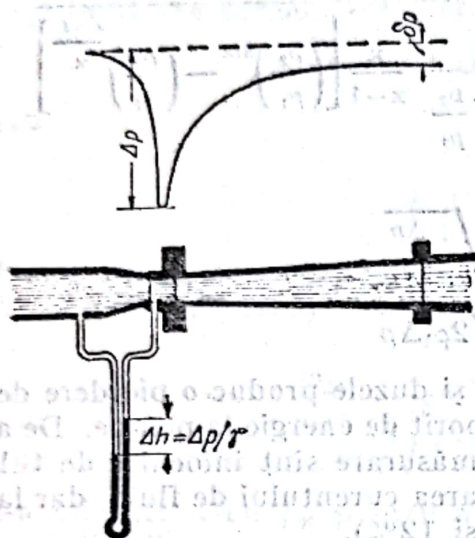


Fig. 8.37. Măsurarea debitelor cu tubul Venturi.

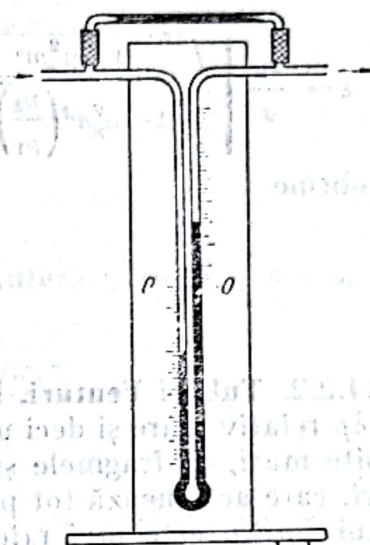


Fig. 8.38. Fluometru Riesenfeld.

Ecuația (8.166) face posibilă determinarea vitezei fluidului, măsurând diferența de presiune  $\Delta p = p_2 - p_1$ .

Presiunea  $p_1$  este *presiunea statică* care se măsoară cu un tub manometric a cărui ramură, introdusă în conductă, are deschiderea paralelă cu direcția de curgere a fluidului.

Presiunea  $p_2$  este numită *presiune totală*, *presiune de oprire* sau *presiune de impact* (de lovire) și se măsoară cu un tub manometric avînd deschiderea perpendiculară pe direcția de curgere a fluidului.

Dacă distanța dintre punctele 1 și 2 este destul de mică, pentru ca frecarea să fie neglijabilă, se poate înlocui  $p_1$  cu presiunea statică  $p_s$  în apropierea punctului 2.

Suma

$$p_2 = \frac{w_1^2}{2} \rho + p_s = p_t$$

este *presiunea totală*, indicată de ramura manometrică cu deschiderea perpendiculară pe direcția de curgere.

Legînd cele două tuburi manometrice care măsoară presiunea totală și presiunea statică, într-un manometru diferențial, se obține diferența  $\Delta p = p_2 - p_1 = p_t - p_s$ , din care se deduce apoi viteza, cu ecuația (8.166). Diferența:

$$\Delta p = p_t - p_s = \frac{w_1^2}{2} \rho$$

se numește *presiune dinamică*.



Instrumentul pentru măsurarea vitezelor și debitelor după această metodă este tubul *Pitot* (fig. 8.39), format din două tuburi coaxiale, îndoit în unghi drept pentru a fi introduse în conductă exact paralel cu axa conductei și în punctul în care se determină viteza. Tubul central al instrumentului are deschiderea interioară perpendiculară pe axa conductei, iar tubul

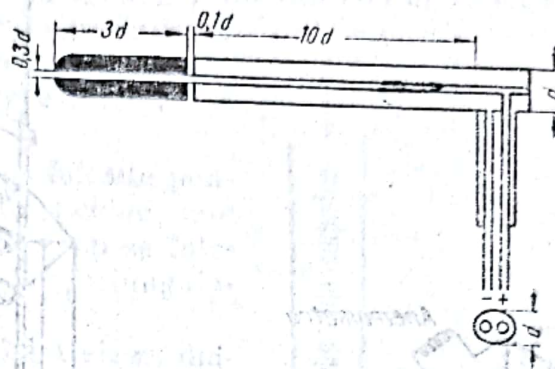


Fig. 8.39. Tub *Pitot*.

exterior are la capăt o fantă circulară sau găuri în peretele tubului, astfel încât fluidul curge paralel cu aceste deschideri. Cele două tuburi sînt legate, în exteriorul conductei, la un manometru diferențial (sau la un micromanometru diferențial).

Spre deosebire de instrumentele precedente, tuburile *Pitot* măsoară viteza locală în locul unde se găsește vârful tubului. În consecință, tuburile *Pitot* permit explorarea vitezelor într-o secțiune. Debitul total se obține fie din integrarea, fie din relația care dă viteza medie în funcție de viteza maximă măsurată în axa conductei (ecuațiile 8.49 și 8.51).

Pentru o bună măsurare, trebuie să se respecte următoarele indicații:

- tubul *Pitot* să fie montat riguros în poziție convenabilă măsurării; aceasta înseamnă ca vârful tubului să fie în punctul dorit (de exemplu în centrul conductei) și axa tubului să coincidă sau să fie paralelă cu axa conductei;

- tubul *Pitot* să fie destul de subțire pentru ca perturbarea curgerii să fie minimă; pentru a obține precizie de 1%, în măsurarea debitelor se prescrie ca diametrul tubului să fie aproximativ  $1/50$  din diametrul conductei;

- pentru măsurarea precisă a debitelor trebuie înlăturată influența perturbatoare a intrării fluidului, a coturilor, ventilelor etc., montînd tubul *Pitot* la o distanță de cel puțin 50 diametre de conductă de orice sursă perturbatoare (începutul conductei sau obstacole hidraulice de orice formă).

**8.4.2.5. Anemometrul cu fir cald.** Dacă în curentul unui fluid se introduce un fir cald, viteza cu care firul pierde căldură este funcție de viteza fluidului. Pe acest principiu se bazează funcționarea anemometrului cu fir cald. Firul introdus în curentul de gaz este încălzit, electric, menținînd la o valoare constantă fie intensitatea curentului fie temperatura firului.

În această din urmă variantă, firul (din platină sau alt material cu coeficient mare de temperatură) formează a patra rezistență a unei punți *Wheatstone*, celelalte trei fiind rezistențe fixe, din material cu coeficient mic de temperatură (fig. 8.40). O rezistență variabilă montată în serie cu puntea și cu sursa de curent este reglată automat, astfel încît puntea să rămînă în permanență echilibrată. Intensitatea  $I$  a curentului electric este astfel variată,



încît rezistența  $R$  a firului și deci temperatura să rămînă constantă; curentul electric devine o măsură a debitului de fluid.

Anemometrele cu fir cald sînt aparate precise pentru măsurarea debitelor gazelor curgînd cu viteze mici.

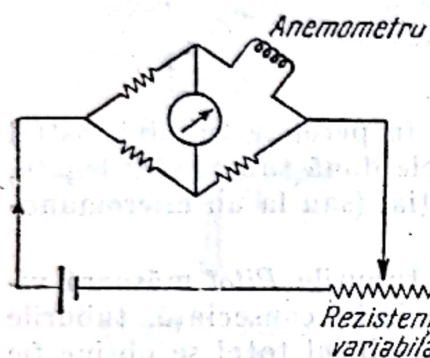


Fig. 8.40. Anemometru cu fir cald

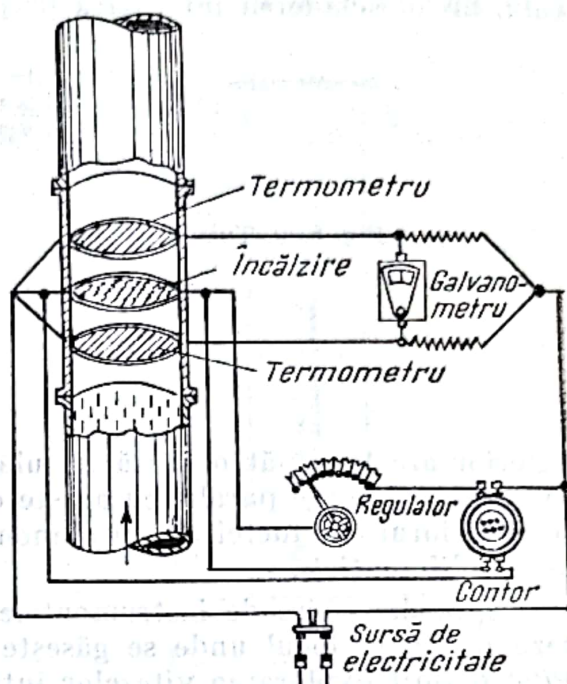


Fig. 8.41. Schema debitmetrului termic Thomas.

**8.4.2.6. Debitmetrul termic Thomas.** Cu aceste instrumente, valoarea debitului rezultă indirect: 1) prin măsurarea creșterii de temperatură a curentului de gaz în care se introduce electric un flux constant de căldură sau 2) prin măsurarea energiei electrice care produce o ridicare fixă de temperatură a gazului.

Relația dintre fluxul  $q$  de căldură și debitul  $G$  de gaz este

$$G = \frac{q}{c_p(t_2 - t_1)}$$

în care:  $c_p$  este căldura masică a gazului;

$t_1$  — temperatura gazului înainte de sursa de căldură;

$t_2$  — temperatura gazului după sursa de căldură.

Din cauza proporționalității dintre debitul de gaz și căldura introdusă în sistem, se preferă varianta prin care se menține constantă diferența de temperatură ( $t_2 - t_1$ ) și se măsoară energia electrică. Un wattmetru măsoară indirect debitul manometric al gazului, iar un contor electric cantitatea de gaz.

Instrumentul (fig. 8.41) constă dintr-o rezistență de încălzire, uniform repartizată în secțiunea conductei prin care trece gazul, montată în serie cu sursa de curent electric și cu un reostat reglabil, și două termometre electrice cu rezistență — amonte și aval de rezistența încălzitoare — montate într-o punte Wheatstone cu alte două rezistențe fixe. Un wattmetru sau un contor electric dă puterea electrică (din care se deduce debitul momentan de gaz), respectiv, energia electrică (din care se deduce cantitatea de gaz)

consumată de rezistența de încălzire. Echilibrarea punții este controlată permanent prin reglarea automată a reostatului.

Debitmetrul *Thomas* nu este practic influențat de presiunea și temperatura gazului și nici de schimbări, în compoziția gazului. Alte avantaje ale acestui instrument sînt: integrarea ușoară, printr-un contor electric, a debitelor momentane în cantități de gaz; pierderea neglijabilă de presiune la trecerea gazului prin apart; posibilitatea de transmitere la distanță a indicațiilor.

**8.4.2.7. Baraje.** Barajele sînt folosite pentru măsurarea debitelor mari de lichide care curg în canale deschise. În acest scop se folosesc în special barajele trapezoidale, triunghiulare și curbate (v. 8.3.12).

**8.4.2.8. Rotametre.** La debitmetrele cu diafragmă sau duză, secțiunea de strangulare este constantă; pierderea de presiune variază cu viteza fluidului și servește la măsurarea ei. La debitmetrele cu secțiune variabilă de curgere, pierderea de presiune este constantă și egală cu diferența de presiune necesară pentru echilibrarea greutății unei piese mobile (bilă, flotor).

Rotametrele fac parte din a doua categorie de debitmetre. Ele sînt formate (fig. 8.42) dintr-un tub de sticlă avînd o mică conicitate (cu partea mai subțire jos), în care se poate mișca liber un flotor de metal, ebonită sau cenușă vulcanică. Flotorul este mai stabil cînd are pe coroana lui creștături oblice care, sub acțiunea curentului ascendent de fluid, imprimă flotorului o mișcare de rotație în jurul axei sale. Curentul ascendent de fluid împinge flotorul de jos în sus, pînă cînd forța de împingere — funcție de viteza fluidului — egalează greutatea flotorului. Acest echilibru corespunde unei viteze fixe a fluidului și deci unei poziții variabile a flotorului în tubul conic, în funcție de debit. Unele rotametre pentru lichide funcționează cu curent descendent și un flotor dintr-un material cu densitatea mai mică decît a lichidului, tubul care are în acest caz capătul subțire sus.

a) *Dimensionarea rotamelor* [10]. În ecuațiile de dimensionare care urmează sînt folosite următoarele notații:

$d$  — diametrul maxim al flotorului;

$g$  — accelerația gravitațională;

$r = Q_M / Q_m$  — raportul dintre debitele limită (maxim și minim) pentru care se dimensionează rotametrul;

$w$  — viteza fluidului în secțiunea inelară între tub și flotor;

$A$  — aria secțiunii inelare dintre tub și flotor;

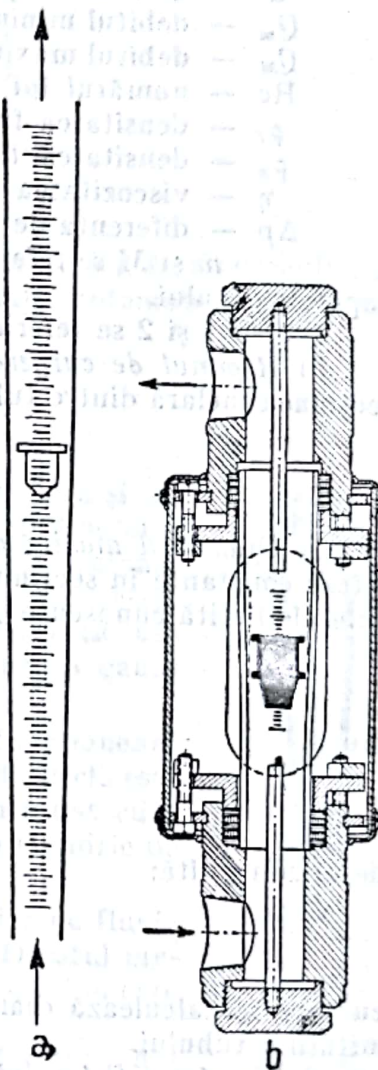


Fig. 8.42. Rotametre.



- $A_p$  — aria secțiunii orizontale maxime a flotorului;  
 $C$  — coeficient de rezistență;  
 $D$  — diametrul tubului;  
 $D_e$  — diametrul echivalent al secțiunii inelare dintre tub și flotor;  
 $G$  — greutatea flotorului;  
 $G'$  — greutatea aparentă a flotorului;  
 $Q_m$  — debitul minim pentru care se dimensionează flotorul;  
 $Q_M$  — debitul maxim pentru care se dimensionează flotorul;  
 $Re$  — numărul lui *Reynolds*;  
 $\rho_f$  — densitatea fluidului;  
 $\rho_p$  — densitatea flotorului;  
 $\eta$  — viscozitatea fluidului;  
 $\Delta p$  — diferența de presiune care acționează asupra flotorului.

Indicii  $m$  și  $M$  se referă la dimensiunile limită (minimă și maximă) de la capetele tubului.

Indicii 1 și 2 se referă la două fluide diferite.

b) *Regimul de curgere* este caracterizat prin numărul lui *Reynolds* în secțiunea inelară dintre tub și flotor:

$$Re = \frac{w D_e \rho_f}{\eta} = \frac{w (D - d) \rho_f}{\eta}$$

c) *Diametrul maxim al flotorului* se determină impunând condiția unei viteze constante în secțiunea dintre tub și flotor la cele două capete, pentru debitele limită cunoscute  $Q_m$  și  $Q_M$ :

$$w = \frac{Q_m}{A_m} = \frac{Q_M}{A_M}$$

sau

$$\frac{A_M}{A_m} = \frac{Q_M}{Q_m} = r = \frac{D_M^2 - d^2}{D_m^2 - d^2}$$

de unde rezultă:

$$d = \sqrt{\frac{r D_m^2 - D_M^2}{r - 1}}$$

cu care se calculează diametrul flotorului când se cunosc diametrele extremităților tubului.

d) *Greutatea flotorului* rezultă din condiția de egalitate între greutatea aparentă a flotorului și forța de împingere a fluidului în poziția lui de echilibru. Greutatea aparentă a flotorului în fluidul de densitate  $\rho_f$  este:

$$G' = G \frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_p}$$

Forța de împingere a fluidului este:

$$F = \zeta \frac{w^2}{2} \rho_f A_p = \zeta \frac{w^2}{2} \rho_f \frac{\pi d^2}{4}$$

Din condiția  $G' = F$ , rezultă:

$$G = \zeta \frac{\pi}{8} w^2 d^2 \frac{\rho_f \rho_p}{\rho_p - \rho_f}$$



Înlocuind viteza cu mărimi cunoscute, după relațiile:

$$w = \frac{4}{\pi} \frac{Q_M}{D_M^2 - d^2} = \frac{4}{\pi} \frac{Q_m}{D_m^2 - d^2}$$

se obțin, pentru greutatea flotorului, relațiile echivalente:

$$G = \zeta \frac{2}{\pi} \left( d - \frac{Q_M}{D_M^2 - d^2} \right)^2 \frac{\rho_f \rho_p}{\rho_p - \rho_f}$$

și

$$G = \zeta \frac{2}{\pi} \left( d - \frac{Q_m}{D_m^2 - d^2} \right)^2 \frac{\rho_f \rho_p}{\rho_p - \rho_f}$$

e) *Schimbarea fluidului de măsurat*: dacă rotametrul a fost etalonat cu un fluid 1 mai accesibil sau dacă se schimbă destinația rotametrului, debitul unui alt fluid 2 este:

$$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{\rho_{f,1}}{\rho_{f,2}} \cdot \frac{|\rho_p - \rho_{f,2}|}{|\rho_p - \rho_{f,1}|}}$$

Cu dispozitive auxiliare, rotametrele se construiesc și ca indicatoare la distanță, ca instrumente de alarmă (cînd debitul depășește limitele prestabilite), ca instrumente înregistratoare și ca instrumente de comandă. Pentru conducte cu diametrul de peste 100 mm, rotametrele se montează pe o derivație din conducta principală. Pentru debite mari, flotorul are o gaură axială și alunecă în lungul unei tije.

**8.4.2.9. Citometre.** Aceste aparate (fig. 8.43) funcționează pe același principiu ca și rotametrele. Tubul conic de sticlă este înlocuit cu un tub conic metalic; flotorul este continuat cu o tijă a cărei poziție poate fi observată într-un tub cilindric de sticlă, gradat ca și tubul rotametrelor.

**8.4.2.10. Contoare.** Pentru măsurarea cantităților de fluide se folosesc măsurătoare volumetrice sau contoare. Debitul mediu rezultă din împărțirea cantității măsurate la timpul în care această cantitate a trecut prin contor.

a) *Contoare uscate pentru gaze.* Acestea sînt formate din două camere-burdof, în care gazul este admis și evacuat alternativ, prin acționarea automată a unor ventile. Volumul gazului trecut prin contor este măsurat prin numărul de umpleri ale camerelor. Aceste contoare sînt insensibile la îngheț.

b) *Contoare umede pentru gaze.* Pe un arbore orizontal, montat înăuntrul unei carcase cilindrice orizontale, sînt fixate palete și pereți laterali, cu profilul arătat în fig. 8.44, astfel încît împreună cu apa de închidere, care umple pe jumătate aparatul, formează cîteva compartimente egale. Gazul intră axial, umple compartimentul care se găsește în dreptul intrării și iese cînd fanta de ieșire a compartimentului ajunge deasupra apei; gazul iese pe măsură ce este îndepărtat de apa în care se afundă compartimentul. Energia pentru rotirea compartimentului rezultă din pierderea de presiune a gazului. La fiecare rotație trece prin con-

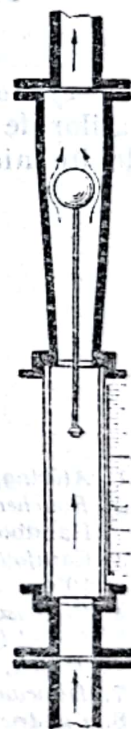


Fig. 8.43.  
Citometru.



for o cantitate de gaz egală cu volumul compartimentelor. Numărul de rotații întregi și fracțiuni — transformat în unități de volum — este indicat printr-un contor cu roți dințate și un ac cu cadran

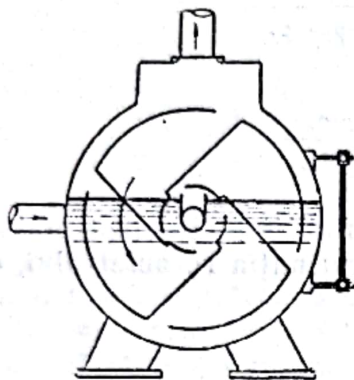


Fig. 8.44. Contor umed de gaze.

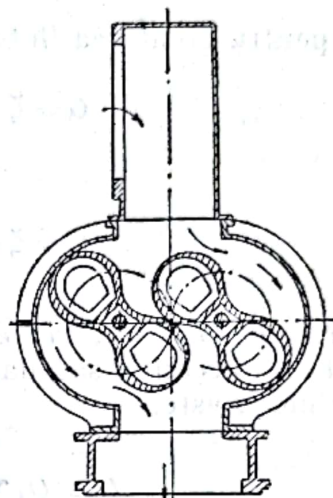


Fig. 8.45. Contor cu pistoane rotative.

c) Contoarele cu pistoane rotative sînt folosite pentru măsurarea cantităților de lichide. Construcția și funcționarea lor rezultă din fig. 8.45. Pentru debite mici de lichide se folosesc contoarele cu cupe semisferice.

## BIBLIOGRAFIE

1. Albring, W. *Angewandte Strömungslehre*, 3 Aufl. Dresden, Steinkopff, 1966.
2. Boucher, D. F. and Alves, G. E. *Fluid and Particle Mechanics*. In: J. Perry „Chemical Engineers' Handbook“, 4-th Edition, New York, McGraw-Hill, 1963.
3. Carafoli, E. și Oroveanu, T. *Mecanica fluidelor*, vol. I București, Editura Academiei R.P.R., 1952.
4. Certousov, M. D. *Hidraulica* (trad. din l. rusă), București Editura Tehnică 1966.
5. Comolet, R. *Mécanique expérimentale des fluides*, 2 vol. Paris, Masson, 1961 1963.
6. Daviet, J. T. *Turbulence Phenomena*, London, Academic Press, 1972.
7. Duncan, W. J. and Thom, A. S. *Mechanics of Fluids*, London, E. Arnold, 1974.
8. Friedrickson, A. G. *Principles and Applications of Rheology*. New York, Prentice-Hall, 1964.
9. Gheorghe, G. *Măsurarea debitelor de fluide*, București, Editura Tehnică, 1978.
10. Howard, V. *Petroleum Refiner*, 28, 1949, p. 131.
11. Ionescu, D. G. *Introducere în hidraulică*. București, Editura Tehnică, 1977.
12. Levich, V. G. *Physicochemical Hydrodynamics*, New York, Prentice-Hall, 1962.
13. Leva. *Chem. Eng.* 56, nr. 5, 1949, p. 115.
14. Manolescu, S. *Presiune, aparate și tehnica măsurării*. București Editura Tehnică, 1957.
15. Oroveanu, T. *Scurgerea fluidelor prin medii poroase neomogene*. București, Editura Academiei R.P.R., 1963.
16. Pavel, D. *Hidraulica practică: orificii, deversoare, conducte*. București, Editura Tehnică, 1946.
17. Penescu, T. și Petrescu, V. *Măsurarea presiunii în tehnică*. București, Editura Tehnică, 1968.

18. Popescu, P. și Mthordea, P. Măsurarea debitului în tehnică. București, Editura Tehnică, 1969.
19. Schytil, F. Wirbelschichttechnik, Berlin, Springer, 1961.
20. Soare, S. Procese hidrodinamice, București, Editura Didactică și Pedagogică.
21. Solomon, M. Viscosimetrie și elemente de teorie a viscozității. București, Editura Tehnică 1958.
22. Suciu, G. C. Elemente de inginerie chimică, vol. I, Curgerea fluidelor. Cluj, Tipografia Cartea Românească, 1946.
23. Teutsch, Chem. Ing. Tech. 36, 1964, p. 496.
24. Wilkinson, W. L. Non-newtonian Fluids. London, Pergamon Press, 1960.
25. \* \* \* Hidraulica tehnică și aplicată. București, Editura Tehnică, 1950.

## 9.1. Conducute

Transportul fluidelor este aproape totdeauna preferat transportului solid, deoarece, de exemplu, transportul solid este înlocuit de transportul fluid, care este mai ușor de realizat și mai puțin costisitor. În cazul transportului fluid, se poate utiliza atât transportul în stare lichidă, cât și transportul în stare gazoasă. În ambele cazuri, transportul este realizat prin intermediul unor conducte, care pot fi de diferite tipuri: conducte fixe, conducte mobile, conducte subacvate, conducte aeriene etc. Conductele sunt elemente esențiale în orice sistem de transport, deoarece ele asigură continuitatea fluxului de fluid de la locul de producție la locul de consum.

Conductele sunt împărțite în două categorii principale: conducte fixe și conducte mobile. Conductele fixe sunt cele care sunt montate într-o anumită poziție și nu pot fi deplasate, în timp ce conductele mobile pot fi deplasate în funcție de necesități. Conductele fixe sunt de obicei realizate din metal, în timp ce conductele mobile pot fi realizate din diverse materiale, inclusiv plastic și cauciuc.

Conductele sunt proiectate în funcție de mai mulți factori, inclusiv de tipul de fluid care este transportat, de presiunea și temperatura fluidului, de distanța de transport și de costurile de construcție și operare. Proiectarea corectă a conductelor este esențială pentru asigurarea unei funcționări sigure și eficiente a sistemului de transport.



## Conducte și armături

În toate uzinele chimice, un sistem complicat de conducte transportă numeroase fluide în diferite condiții de presiune, temperatură, concentrație și puritate: apă (rece, caldă, brută, epurată, reziduală, condensat), soluții și lichide diferite, abur (saturat sau supraîncălzit, la diferite presiuni), gaze de diferite compoziții, presiuni și temperaturi etc.

### 9.1. Conducte

Transportul fluidelor este aproape totdeauna preferat transportului solidelor; se preferă, de exemplu, transportul soluției, în locul transportului separat al componentilor ei; între avantajele pregătirii saramurii de clorură de sodiu pentru uzinele de sodă chiar în salină este și conveniența transportului. De multe ori este convenabil să se transporte materialele solide prin antrenarea lor ca un fluid; exemple: transportul lemnului, transportul sfeclei în fabricile de zahăr (și cu avantajul spălării în timpul transportului), transportul pneumatic al pulberilor.

Pentru transportul fluidelor servesc *conductele* și *canalele* (v. STAS 10741-80). Gazele, ca fluide expandabile, ocupă totdeauna întreaga secțiune a conductei; lichidele, curgând orizontal sau descendent, ocupă uneori numai o porțiune din secțiunea conductei. Canalele sînt conducte în care lichidul în curgere nu ocupă întreaga secțiune transversală. Canalele pot fi închise (circulare, dreptunghiulare, ovoide) sau deschise (semicirculare, trapezoidale, dreptunghiulare). În mod impropriu se numesc *canale*, conductele prin care circulă gaze (de exemplu conductele instalațiilor de ventilație).

Pentru legarea conductelor și pentru dirijarea fluidelor pe traseul impus sînt necesare numeroase piese numite *fitinguri* (mufe, flanșe, nipluri, piulițe olandeze, reducții, coturi, teuri) și *armături* (ventile, instrumente de măsurare și control etc.).

Pentru a limita numărul lor la un minim rațional de dimensiuni și tipuri și pentru a asigura asamblarea lor, conductele și armăturile au fost standardizate.

#### 9.1.1. Standardizarea conductelor

9.1.1.1. **Numere normale.** Standardizarea seriei de dimensiuni ale pieselor curente se face ținînd seamă de numerele normale.

Au fost alese (STAS 283-69) ca numere normale, valorile rotunjite ale termenilor șirurilor geometrice cu rațiile:

$$\sqrt[5]{10}=1,60; \quad \sqrt[10]{10}=1,25; \quad \sqrt[20]{10}=1,12; \quad \sqrt[40]{10}=1,06$$

și conținând unitatea printre termenii lor. Aceste șiruri, denumite *șiruri principale* — sînt notate cu simbolurile R5, R10, R20, R40, plus șirul excepțional R80.

În tabelul 9.1 sînt date numerele normale între 1 și 10; numerele normale, mai mici decît 1 sau mai mari decît 10, se deduc înmulțind cu puteri întregi (negative sau pozitive) ale lui zece, numerele normale din intervalul 1—10. În ultima coloană a tabelului sînt trecute numerele importante, cu valori apropiate de numerele normale (neținînd seama de locul virgulei).

Numerele normale au proprietăți importante:

- un număr normal dintr-un șir cu un indicativ mai mic se găsește și în șirurile cu indicativi mai mari;
- raportul a două numere normale succesive este constant;
- raportul a două numere normale este un număr normal;
- produsul a două numere normale este un număr normal;
- puterile întregi ale unui număr normal sînt numere normale;
- deoarece  $\pi$  este apropiat de numărul normal 3,15 din șirurile R10, R20, R40, R80, rezultă că dacă diametrele unei serii de piese sînt numere normale, în aceste șiruri, tot numere normale sînt și lungimea circumferinței, aria secțiunii, volumul pe unitatea de lungime, aria laterală pe unitatea de lungime.

Pe lângă șirurile principale, sînt și *șirurile derivate* care rezultă din șirurile principale pornind de la un termen oarecare și luînd termenii, în sus sau în jos, din doi în doi sau din trei în trei etc. Șirurile derivate au deci rațiile  $\sqrt[m]{10^n}$ , în care  $m$  poate avea valorile 5, 10, 20, 40, 80, iar  $n$  valorile 2, 3, .... Ele se notează  $R\ m/n$  (...), indicînd în paranteză un termen al șirului.

În șirurile derivate R10/3, R20/6, R40/12, fiecare termen este dublul termenului precedent.

În șirurile derivate identice R20/3 și R40/6, cu rația aproximativ  $\sqrt{2}$ , un termen este aproximativ dublu termenului anteprecedent.

**9.1.1.2. Diametre nominale.** Au fost admise prin standardizare (STAS 2099-79) o serie de diametre — numite *diametre normale* ( $D_n$ ) — pe baza cărora sînt cunoscute conductele, fittingurile, armăturile etc. (v. tabelul 9.2). Cu oarecare abateri, valorile diametrelor nominale corespund numerelor normale din șirul R20.

**9.1.1.3. Presiuni nominale și presiuni de încercare.** Pentru a restrînge numărul de țevi și piese auxiliare, au fost normalizate, ca și la diametre, o serie de presiuni — denumite *presiuni nominale* ( $P_n$ ) — prin STAS 2250-73 (tabelul 9.3), împreună cu presiunile corespunzătoare de încercare ( $P_{inc}$ ). Seria presiunilor nominale corespunde, cu unele excepții, șirului R10 de numere normale.

Același standard stabilește și presiunile de lucru sau presiunile de regim care sînt egale sau numai o fracțiune din presiunile nominale, după regimul



Tabelul 9.1

Tabelul 9.2

Numere normale

Diametrele nominale ( $D_n$ ) mm după STAS 2099-79

| Șiruri principale |       |       |       | Numere apropiate |     |            |     |       |
|-------------------|-------|-------|-------|------------------|-----|------------|-----|-------|
| R 5               | R 10  | R 20  | R 40  |                  | 1   | 10<br>(12) | 100 | 1 000 |
| 1,00              | 1,00  | 1,00  | 1,00  | 1,00             | 1,5 | 15<br>(16) | 125 | 1 200 |
| 1,06              |       | 1,12  | 1,12  | 1,06             | 2   | 20         | 150 | 1 400 |
| 1,12              |       | 1,18  | 1,18  | 1,12             | 2,5 | 25         | 175 | 1 600 |
| 1,18              | 1,25  | 1,25  | 1,25  | 1,18             | 3   | 30         | 200 | 1 800 |
| 1,25              |       | 1,32  | 1,32  | 1,25             | 4   | 40         | 225 | 2 000 |
| 1,32              |       | 1,40  | 1,40  | 1,32             | 5   | 50         | 250 | 2 200 |
| 1,40              |       | 1,50  | 1,50  | 1,40             | 6   | 65         | 280 | 2 400 |
| 1,50              | 1,60  | 1,60  | 1,60  | 1,50             | 8   | 80         | 300 | 2 600 |
| 1,60              |       | 1,70  | 1,70  | 1,60             | 10  | 100        | 320 | 2 800 |
| 1,70              |       | 1,80  | 1,80  | 1,70             | 12  | 120        | 350 | 3 000 |
| 1,80              |       | 1,90  | 1,90  | 1,80             | 15  | 150        | 380 | 3 200 |
| 1,90              | 2,00  | 2,00  | 2,00  | 1,90             | 20  | 200        | 400 | 3 400 |
| 2,00              |       | 2,12  | 2,12  | 2,00             | 25  | 250        | 450 | 3 600 |
| 2,12              |       | 2,24  | 2,24  | 2,12             | 30  | 300        | 500 | 3 800 |
| 2,24              |       | 2,36  | 2,36  | 2,24             | 35  | 350        | 550 | 4 000 |
| 2,36              | 2,50  | 2,50  | 2,50  | 2,36             | 40  | 400        | 600 |       |
| 2,50              |       | 2,65  | 2,65  | 2,50             | 50  | 500        | 700 |       |
| 2,65              |       | 2,80  | 2,80  | 2,65             | 60  | 600        | 800 |       |
| 2,80              |       | 3,00  | 3,00  | 2,80             | 70  | 700        | 900 |       |
| 3,00              | 3,15  | 3,15  | 3,15  | 3,00             | 80  | 800        |     |       |
| 3,15              |       | 3,35  | 3,35  | 3,15             |     |            |     |       |
| 3,35              |       | 3,55  | 3,55  | 3,35             |     |            |     |       |
| 3,55              | 4,00  | 4,00  | 4,00  | 3,55             |     |            |     |       |
| 4,00              |       | 4,25  | 4,25  | 4,00             |     |            |     |       |
| 4,25              |       | 4,50  | 4,50  | 4,25             |     |            |     |       |
| 4,50              |       | 4,75  | 4,75  | 4,50             |     |            |     |       |
| 4,75              | 5,00  | 5,00  | 5,00  | 4,75             |     |            |     |       |
| 5,00              |       | 5,30  | 5,30  | 5,00             |     |            |     |       |
| 5,30              |       | 5,60  | 5,60  | 5,30             |     |            |     |       |
| 5,60              | 6,30  | 6,30  | 6,30  | 5,60             |     |            |     |       |
| 6,30              |       | 6,70  | 6,70  | 6,30             |     |            |     |       |
| 6,70              |       | 7,10  | 7,10  | 6,70             |     |            |     |       |
| 7,10              | 8,00  | 8,00  | 8,00  | 7,10             |     |            |     |       |
| 8,00              |       | 8,50  | 8,50  | 8,00             |     |            |     |       |
| 8,50              |       | 9,00  | 9,00  | 8,50             |     |            |     |       |
| 9,00              |       | 9,50  | 9,50  | 9,00             |     |            |     |       |
| 9,50              | 10,00 | 10,00 | 10,00 | 9,50             |     |            |     |       |
| 10,00             |       |       |       | 10,00            |     |            |     |       |

— Diametrul nominal reprezintă aproximativ dimensiunea diametrului interior.

—  $D_n$  înscrise între paranteze vor fi eviate pe cât este posibil.

de lucru, adică după temperatură și agresivitatea chimică a fluidului din conductă.

În tabelul 9.4 se dau dimensiunile pentru țevile obișnuite, pentru instalații. În anexă sînt indicate cîteva standarde pentru alte categorii și mărimi de țevi.

Tabelul 9.3

Presiunile nominale ( $P_n$ ) și presiunile de încărcare ( $P_{inc}$ ) exprimate în bari (1 bar =  $10^5$  Pa) după STAS 2250-73

| $P_n$ | $P_{inc}$ | $P_n$ | $P_{inc}$ | $P_n$ | $P_{inc}$ | $P_n$ | $P_{inc}$ |
|-------|-----------|-------|-----------|-------|-----------|-------|-----------|
| 1     | 2         | 10    | 15        | 100   | 150       | 1 000 | 1 250     |
| —     | —         | 16    | 24        | 160   | 240       | 1 600 | (x)       |
| —     | —         | —     | —         | (200) | 300       | —     | —         |
| 2,5   | 4         | 25    | 38        | 250   | 350       | 2 500 | (x)       |
| —     | —         | —     | —         | 324   | 450       | —     | —         |
| (4)   | 6         | 40    | 60        | 400   | 560       | 4 000 | (x)       |
| —     | —         | —     | —         | (500) | 650       | —     | —         |
| 6     | 9         | 64    | 96        | 640   | 800       | 6 400 | (x)       |
| —     | —         | —     | —         | (800) | 1 000     | —     | —         |

Observație: Presiunile cuprinse între paranteze se vor evita pe cât este posibil.

Tabelul 9.4

#### Țevi obișnuite pentru instalații

| Diametrul nominal |       | Diametrul exterior, mm | Țevi normale STAS 441-49 |                        | Țevi îngroșate STAS 442-49 |                        |
|-------------------|-------|------------------------|--------------------------|------------------------|----------------------------|------------------------|
| mm                | Țoli  |                        | Diametrul interior, mm   | Greutatea țevii, kgf/m | Diametrul interior, mm     | Greutatea țevii, kgf/m |
| 6                 | 1/8   | 10                     |                          |                        | 5                          | 0,462                  |
| 8                 | 1/4   | 13,25                  | 8,75                     | 0,610                  | 7,75                       | 0,712                  |
| 10                | 3/8   | 16,75                  | 12,25                    | 0,805                  | 11,25                      | 0,949                  |
| 15                | 1/2   | 21,25                  | 15,75                    | 1,25                   | 14,75                      | 1,44                   |
| 20                | 3/4   | 26,75                  | 21,25                    | 1,63                   | 19,75                      | 2,01                   |
| 25                | 1     | 33,5                   | 26,0                     | 2,42                   | 25,5                       | 2,91                   |
| 30                | 1 1/4 | 42,25                  | 35,75                    | 3,13                   | 34,25                      | 3,77                   |
| 40                | 1 1/2 | 48,25                  | 41,25                    | 3,86                   | 39,75                      | 4,61                   |
| 50                | 2     | 60                     | 52,50                    | 5,20                   | 51                         | 6,16                   |
| 65                | 2 1/2 | 75,5                   | 67,0                     | 6,64                   | 66,5                       | 7,88                   |
| 80                | 3     | 88,25                  | 80,25                    | 8,31                   | 78,25                      | 9,78                   |
| 100               | 4     | 113,5                  | 105,5                    | 11,5                   | 103,5                      | 13,4                   |
| 125               | 5     | 139                    | 130,0                    | 14,9                   | 128                        | 18,1                   |
| 150               | 6     | 164,5                  | 155,5                    | 17,8                   | 153,5                      | 21,6                   |

### 9.1.2. Traseul conductelor

9.1.2.1. Norme pentru stabilirea traseului. Traseul conductelor va fi stabilit ținând seamă de următoarele recomandări:

- traseul cel mai scurt;
- porțiunile drepte legate în unghiuri drepte;
- cât mai puține coturi;
- conductele să nu stînjenească alte aparate;
- acces ușor — și totdeauna liber — la robinete;
- conductele de scurgere să aibă panta prescrisă;
- cât mai puține robinete, dar un număr suficient pentru a putea izola aparatele în vederea curățării, reparațiilor sau înlocuirii, fără a stînji sau opri funcționarea celorlalte aparate alimentate de aceeași conductă; se ajunge



la acest rezultat prin montarea de conducte în derivație, în legătură cu distribuitoare și colectoare; să nu se pună două ventile pe aceeași conductă;

- porțiunile drepte se vor monta paralel sau perpendicular față de peretele încăperii;

- conductele să nu fie supuse la eforturi străine; de exemplu, la susținerea sau sprijinirea unor aparate; la traversarea unui perete, conducta va fi apărută de eventuala tasare a peretelui printr-un manșon de trecere sau prin materiale elastice de apăsare directă a peretelui;

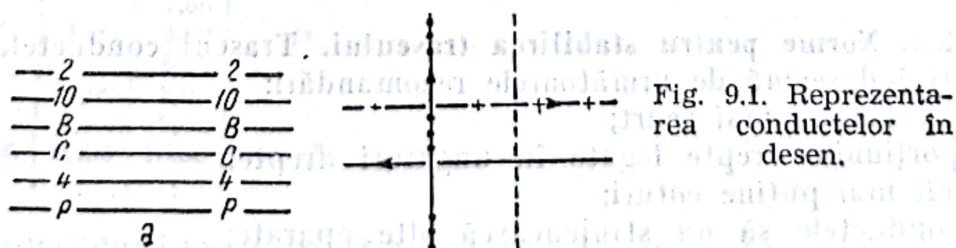
- când o conductă alimentează simultan mai multe aparate, se va prefera alimentarea în buclă, adică alimentarea prin ambele extremități ale conductei.

9.1.2.2. **Linii și culori convenționale pentru conducte.** Pentru diferențierea și recunoașterea conductelor în planurile generale de situație, STAS 185-73 indică folosirea liniilor și culorilor specifice, dintre care o parte sînt arătate în tabelul 9.5

Tabelul 9.5

Linii și culori convenționale pentru conducte

| Fluidul transportat prin conductă | Linia convențională | Culoarea convențională |
|-----------------------------------|---------------------|------------------------|
| Apă rece (potabilă)               | — — — — —           | albastru               |
| Apă caldă                         | .....               | roșu închis            |
| Apă tehnologică                   | — + — + —           | —                      |
| Apă pentru combaterea incendiilor | — — — — —           | roșu aprins            |
| Canalizare                        | — — — — —           | cafeniu                |
| Abur                              | — × — × —           | portocaliu             |
| Gaz (combustibil)                 | — / — / — / —       | galben                 |
| Combustibil lichid                | — • — • — • — • —   | negru                  |
| Aer comprimat                     | — A — A —           |                        |
| Oxygen                            | — O — O —           |                        |



Pentru rețelele complicate de conducte, se folosesc și reprezentările exemplificate în fig. 9.1, a unde diferite fluide și starea lor (temperatură, presiune, concentrații etc.) sînt specificate prin cifre sau litere, a căror explicație se găsește într-o legendă pe același desen.

În dreptul încrucișărilor, linia reprezentând conducta care se găsește dedesubt sau în spate se întrerupe (fig. 9.1, b).

Sensul de curgere a fluidului se indică prin săgeți chiar pe linia care reprezintă conducta (fig. 9.1, b).

### 9.1.3. Diametrul conductelor

Diametrul conductelor se determină fie pe baza unor viteze recomandate, fie printr-un calcul de optim economic. Pentru conducte scurte (sub 30 m), de mai mică importanță, se acceptă metoda vitezelor recomandate (v. tabelul 9.6); pentru conducte lungi, se impune însă calculul diametrului optim.

Tabelul 9.6

#### Viteze recomandate în conducte

| Fluidul | Utilizarea și specificații                | Viteze re-<br>comandate<br>m/s                                                 |                                                             |
|---------|-------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|
| Apă     | Scopuri edilitare                         | 0,6                                                                            |                                                             |
|         | Transport (apeducte)                      | 1,5–3,0                                                                        |                                                             |
|         | Alimentarea cazanelor cu abur             | 2,0–3,0                                                                        |                                                             |
|         | Pompe cu piston .....                     | { conducta de aspirație 0,7–1,0<br>conducta de refulare 1,5–2,0                |                                                             |
|         | Pompe centrifuge .....                    | { conducta de aspirație 2,0–3,0<br>conducta de refulare 3,0–5,0                |                                                             |
|         | Supraîncălzitor la cazanele de abur       | 10–12                                                                          |                                                             |
| Abur    | Alimentarea mașinilor și pompelor de abur | 5                                                                              |                                                             |
|         | Abur saturat ptr. încălzire .....         | { pres. pină la $10^5$ Pa 20–30<br>presiune $3 \cdot 10^5$ Pa 30–50            |                                                             |
|         | Conducte ptr. scopuri diverse .....       | { $d < 0,050$ m 10<br>$d = 0,100$ m 15<br>$d = 0,150$ m 20<br>$d = 0,400$ m 30 |                                                             |
|         | Vaporizatoare cu efect multiplu ...       | { instalații mici 15<br>instalații mari 20–30<br>ultimul evaporator 40–50      |                                                             |
|         | Conducte ptr. scopuri diverse .....       | { $d < 0,080$ m 10<br>$d = 0,150$ m 20                                         |                                                             |
|         | Compresoare .....                         | { conducta de aspirație 16–20<br>conducta de refulare 25–30                    |                                                             |
|         | Turbocompresoare .....                    | ambele conducte 20–25                                                          |                                                             |
|         | Aer                                       | { presiune joasă                                                               | { conducta de aspirație 10–12<br>conducta de refulare 12–16 |
|         |                                           |                                                                                | { presiune medie                                            |
|         |                                           | { presiune înaltă                                                              |                                                             |

Limitele inferioare ale vitezelor sînt pentru conducte de diametru mic, iar limitele superioare pentru conducte de diametru mare.



**9.1.3.1. Diametrul optim.** Diametrul optim al unei conducte este diametrul pentru care costul de investiție, întreținere și exploatare este minim. Costul de investiție și întreținere este cu atât mai redus cu cât diametrul conductei este mai mic, iar costul de exploatare (adică costul energiei de pompare) este cu atât mai mic cu cât diametrul conductei este mai mare. Compromisul cel mai avantajos între aceste două influențe opuse corespunde diametrului optim.

Pentru determinarea diametrului optim — ca pentru orice problemă de extremum — se procedează în următoarele etape: a) se găsește funcția obiectiv (aici costul total) care ține seama de factorii determinanți ai costului; b) se derivează această funcție; c) se anulează derivata funcției în raport cu variabila care interesează (aici diametrul).

a) Dacă într-o diagramă logaritmică se notează costul  $C_c$ , pe unitatea de lungime a conductelor de diferite diametre în funcție de diametrul lor, se obține o dreaptă care corespunde relației:

$$C_c = C_1 d^n \quad (9.1)$$

în care  $C_1$  este un coeficient reprezentînd prețul conductelor cu diametrul egal cu unitatea, iar  $n$  un exponent specific unei categorii de conducte.

Notînd cu  $a$  raportul prețului fittingurilor (piese de asamblare a conductelor: mufe, flanșe, coturi, teuri, cruci, piulițe olandeze etc.) și armăturilor (aparate de comandă: de control, reglare sau de siguranță), transportului și montajului față de prețul conductei, cu  $b$  fracția anuală de amortizare (de exemplu,  $b=0,1$  dacă amortizarea se face în zece ani) și cu  $c$  fracția anuală de întreținere (de exemplu,  $c=0,05$  dacă costul anual de întreținere este 5% din costul conductei), se obține pentru costul anual al conductei:

$$C_{c,a} = C_1(1+a)(b+c)d^n. \quad (9.2)$$

La acest cost se mai adaugă prețul energiei de pompare, considerat pe unitatea de lungime a conductelor. Puterea pompelor este produsul între pierderea de presiune  $\Delta p$  și debitul de volum  $G_v$  al lichidului pompat.

Dacă costul unității de energie este  $C_e$  și dacă pompa are randamentul  $\eta$  și lucrează  $H$  ore pe an, costul anual  $C_{e,p}$  al energiei de pompare pe unitatea de lungime a conductei este:

$$C_{e,p} = C_e \frac{H}{\eta} G_v \frac{\Delta p}{l} \quad (9.3)$$

$l$  fiind lungimea conductei.

Pierderea de presiune pe unitatea de lungime de conductă este<sup>1)</sup>, după ecuația lui Fanning (8.104):

$$\frac{\Delta p}{l} = \lambda \frac{1}{d} \frac{w^2}{2} \rho$$

Calculînd coeficientul de frecare  $\lambda$  în funcție de  $Re$ , după una din formulele de la pag. 317, de exemplu după formula (8.115), rezultă:

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{f 0,16}{Re^{0,16}} \frac{1}{d} \frac{w^2}{2} \rho$$

$w$  fiind viteza fluidului, iar  $\rho$  densitatea lui.

<sup>1)</sup> Dacă ceilalți termeni ai ecuației Bernoulli nu sînt neglijabili, ecuația următoare se modifică în consecință.

Se înlocuiește  $Re = wd/\nu$  și  $w = 4G_v/\pi d^2$ :

$$\frac{\Delta p}{l} = 0,08 \frac{w^{1,84} \nu^{0,16} \rho}{d^{1,16}} = 0,08 \left( \frac{4}{\pi} \right)^{1,84} \frac{G_v^{1,84} \nu^{0,16} \rho}{d^{4,84}} = 0,1248 \frac{G_v^{1,84} \nu^{0,16} \rho}{d^{4,84}}$$

unde  $\nu$  este viscozitatea cinematică.

Introducând valoarea lui  $\Delta p/l$  din ecuația (9.3), se obține:

$$C_{e,p} = 0,1248 C_e \frac{H}{\eta} \frac{G_v^{2,84} \nu^{0,16} \rho}{d^{4,84}}$$

Costul anual total ( $C_p = C_{c,a} + C_{e,p}$ ) de amortizare, întreținere și exploatare pentru unitatea de lungime a conductei este:

$$C_t = C_1(1+a)(b+c)d^n + 0,1248 \frac{H}{\eta} \frac{G_v^{2,84} \nu^{0,16} \rho}{d^{4,84}}$$

b) Derivând ecuația prețului total, în raport cu  $d$ , rezultă:

$$\frac{dC_p}{dd} = nC_1(1+a)(b+c)d^{n-1} - 0,6040 C_e \frac{H}{\eta} \frac{G_v^{2,84} \nu^{0,16} \rho}{d^{5,84}}$$

c) Diametrul optim rezultă din anularea derivatei, cu rezultatul:

$$d_{opt}^{n+4,84} = 0,6040 \frac{C_e H}{nC_1(1+a)(b+c)\eta} G_v^{2,84} \nu^{0,16} \rho$$

sau

$$d_{opt}^{n+4,84} = A G_v^{2,84} \nu^{0,16} \rho$$

unde  $A$  conține toți factorii locali:

$$A = 0,6040 \frac{C_e H}{nC_1(1+a)(b+c)\eta} \quad (9.4)$$

Valoarea explicită a diametrului optim este:

$$d_{opt} = B (G_v^{2,84} \nu^{0,16} \rho)^{1/(n+4,84)} \quad (9.5)$$

coeficientul  $B$  avînd valoarea:

$$B = A^{1/(n+4,84)} \quad (9.6)$$

*Exemplu.* Cu valorile locale din rîndurile 1–8 ale tabelului de mai jos, să se calculeze coeficienții  $A$  și  $B$  și forma finală a ecuației (9.3) în aceste condiții:

|    |                                           |        |                      |        |           |
|----|-------------------------------------------|--------|----------------------|--------|-----------|
| 1  | Valoarea exponentului $n$                 | $n$    | 1,15                 | —      | Observ. 1 |
| 2  | Costul țevii de 25 mm                     | $C_e$  | 10                   | lei/m  | Observ. 2 |
| 3  | Raport preț fittinguri, transport, montaj | $a$    | 0,25                 | —      | Dat       |
| 4  | Fracția anuală de amortizare              | $b$    | 0,1                  | —      | Dată      |
| 5  | Fracția anuală de întreținere             | $c$    | 0,05                 | —      | Dată      |
| 6  | Costul energiei                           | $C_e$  | $0,50 \cdot 10^{-3}$ | lei/Wh | Dat       |
| 7  | Randamentul pompei                        | $\eta$ | 0,6                  | —      | Dat       |
| 8  | Ore de funcționare anual                  | $H$    | 8 000                | h/an   | Dat       |
| 9  | Coeficientul de cost                      | $C_1$  | 683                  | lei/m  | Observ. 2 |
| 10 | Coeficientul $A$                          | $A$    | $27,2 \cdot 10^{-3}$ | —      | Ec. (9.4) |
| 11 | Coeficientul $B$                          | $B$    | 0,54                 | —      | Ec. (9.5) |



#### Observații.

1. Valoarea exponentului  $n$  a fost dedusă măsurând coeficientul unghiular al liniei care, într-o diagramă ( $\lg C_e$ ,  $\lg d$ ), reprezintă costul unui metru de țevă de abur în funcție de diametru. Între 20 și 150 mm punctele se așază pe o dreaptă cu coeficientul unghiular 1,15.

2. Pe baza prețului țevii de 25 mm, se deduce din ecuația (9.1):

$$C_1 = \frac{10}{(0,025)^n} = 683 \text{ lei/m}$$

Cu valoarea coeficientului  $B$  calculată pentru condițiile din acest exemplu, ecuația (9.5) devine:

$$d_{opt} = 0,54 G_v^{0,473} \rho^{0,167} \nu^{0,027} \quad (9.7)$$

Exponentul mic al viscozității cinematice arată influența ei neglijabilă asupra diametrului optim, ceea ce rezultă și din calculul expresiei ( $\nu^{0,027}$ ), pentru două cazuri în care viscozitățile cinematice sînt foarte diferite:

$$\left. \begin{array}{l} \text{— pentru apă la } 20^\circ\text{C: } \nu_{ap\acute{a}} = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \nu_{ap\acute{a}}^{0,027} = 0,69 \\ \text{— pentru aer la } 20^\circ\text{C: } \nu_{aer} = 15,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \nu_{aer}^{0,027} = 0,74 \end{array} \right\} \text{media } 0,715$$

Cu această medie, ecuația (9.7) devine, rotunjind exponenții

$$d_{opt} = 0,39 G_v^{0,47} \rho^{0,17}$$

De exemplu, diametrul optim al unei conducte care transportă 20 m<sup>3</sup>/h apă este:

$$d_{opt} = 0,39 \left( \frac{20}{3600} \right)^{0,47} 1000^{0,47} \approx 0,11 \text{ m}$$

## 9.2. Legarea conductelor

### 9.2.1. Piese de legătură

Pentru legarea conductelor între ele sau cu racordurile aparatelor, se folosesc mufe, flanșe, piulițe olandeze, nipluri, reducții, coturi, teuri, cruci.

9.2.1.1. Mufele sînt lărgirile de la unul din capetele tuburilor de fontă, ciment, gresie în care intră capătul (neîngroșat) al tubului următor al conductei; etanșarea se face prin ștemuirea unor materiale ca: azbest, cînepă, fire de plumb, fire sau foi de aluminiu, peste care se toarnă ciment, asfalt sau plumb. La conductele de oțel, mufele sînt cilindri cu ghivent interior în care se înșurubează capetele țevelor, prevăzute și ele cu ghivent.

Legătura cu mufă se folosește în special pentru conducte permanente de gaze și de apă și pentru conductele îngropate în pămînt. Față de legătura cu flanșe, au avantajul că nu necesită loc în jurul conductei; au însă dezavantajul că, la montare și demontare, țevile se deplasează în lungul axei lor. Mufele cu ghivent sînt folosite pentru conducte subțiri, de obicei pînă la  $\varnothing = 75$  mm. În fig. 9.2, sînt schițate cîteva variante de legături cu mufe.

9.2.1.2. Flanșele sînt piese de legătură formate din două discuri care se fixează pe cele două capete ale țevelor de legat și care sînt strinse între ele cu șuruburi; etanșarea este asigurată printr-o garnitură plană de cauciuc, asbest, clingherit etc.

La țevile turnate, flanșele sînt turnate împreună cu țevile. La țevile trase sau sudate, flanșele — simple sau corniere — sînt sudate sau sînt înșurubate la capetele țevii. Flanșele mobile sînt mai ușor de potrivit la montare. De obicei, flanșele sînt circulare și au 4, 8, 12 sau 16 șuruburi. În fig. 9.3 sînt arătate cîteva tipuri de flanșe.

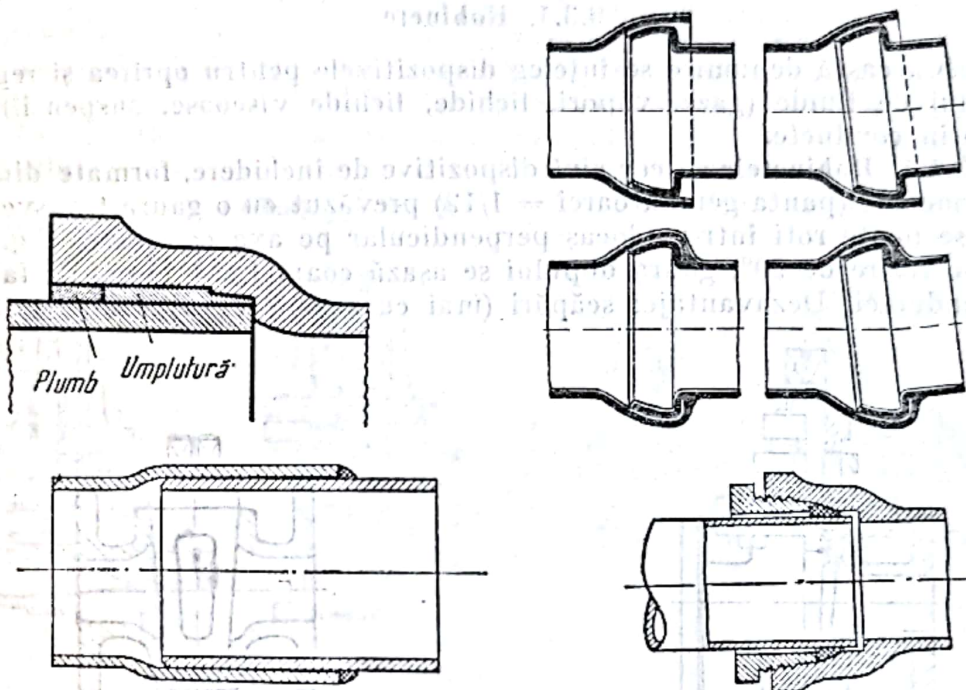


Fig. 9.2. Legături cu mufe.

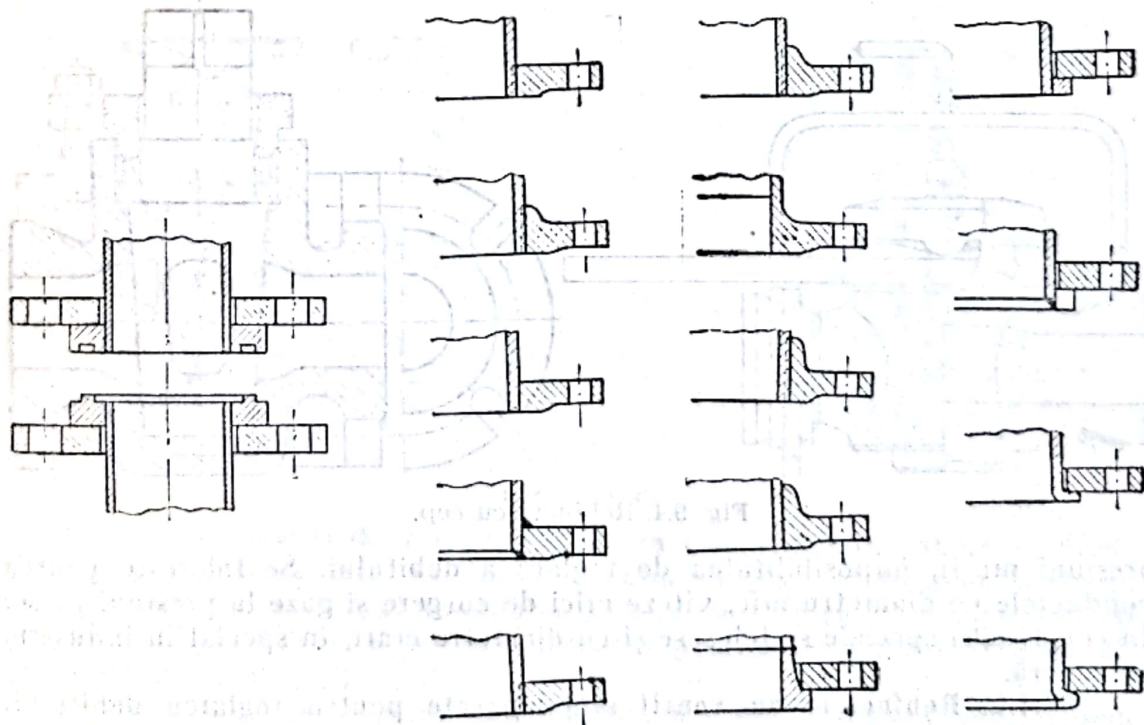


Fig. 9.3. Tipuri de flanșe



### 9.3. Armături

Prin termenul de armături sînt cuprinse piesele folosite pentru reglarea, închiderea și controlul debitului.

#### 9.3.1. Robinete

Sub această denumire se înțeleg dispozitivele pentru oprirea și reglarea debitului de fluide (gaze, vapori, lichide, lichide vîscoase, suspensii) care curg prin conducte.

9.3.1.1. Robinetele cu cep sînt dispozitive de închidere, formate dintr-un dop tronconic (panta generatoarei =  $1/12$ ) prevăzut cu o gaură transversală; dopul se poate roti într-un locaș perpendicular pe axa conductei (fig. 9.4). Printr-o rotire de  $90^\circ$ , gaura dopului se așază coaxial sau curmeziș față de axa conductei. Dezavantaje: scăpări (mai cu seamă cînd fluidele sînt la

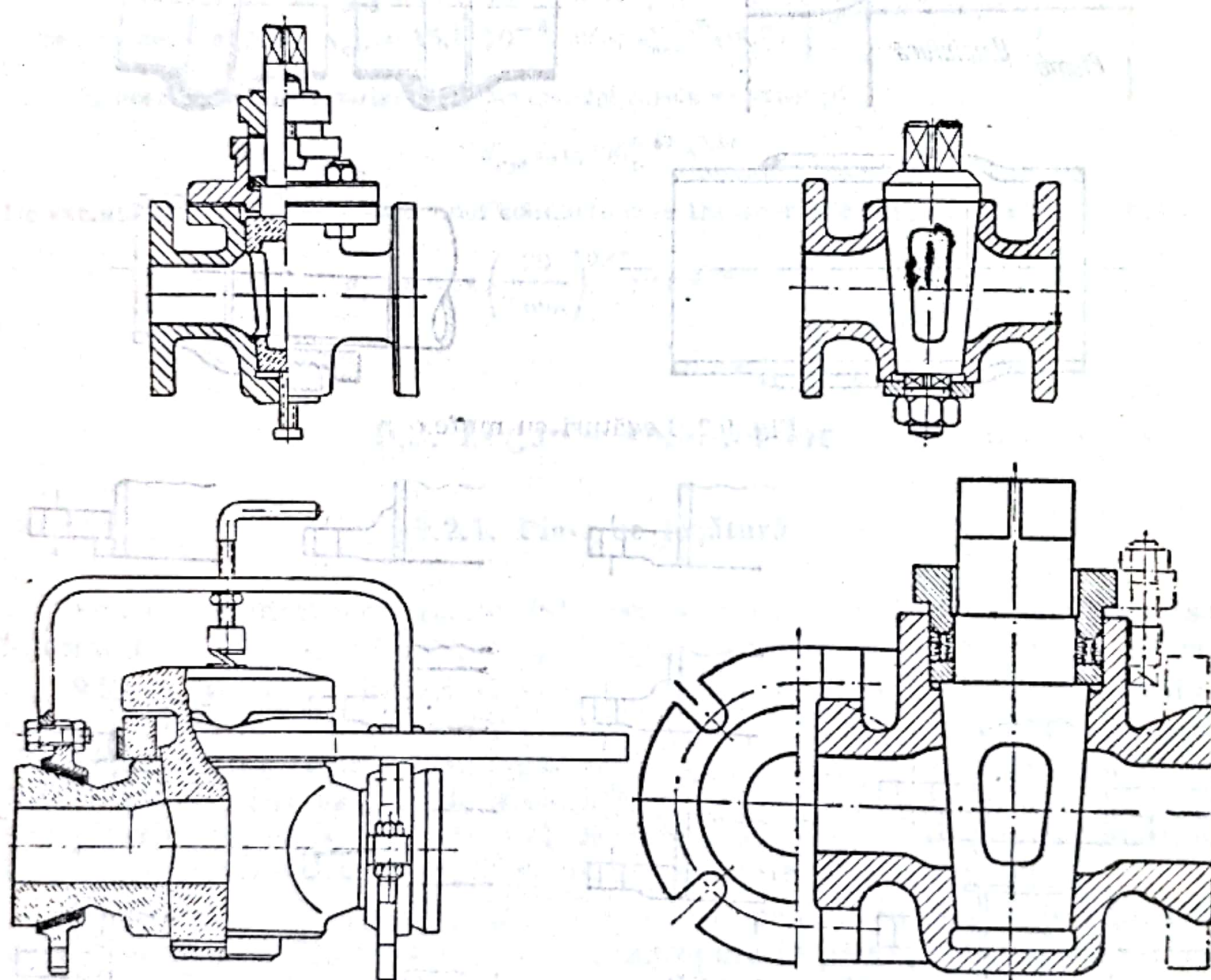


Fig. 9.4. Robinete cu cep.

presiuni mari), imposibilitatea de reglare a debitului. Se folosește pentru conductele de diametru mic, viteze mici de curgere și gaze la presiuni joase. În construcții speciale se folosesc și cu diametre mari, în special în industria petrolieră.

9.3.1.2. Robinetele cu ventil sînt aparate pentru reglarea debitului, formate din: corpul robinetului, ventilul propriu-zis, scaunul, tija cu ghivent

și cutia de etanșare; deschiderea și închiderea ventilului se fac prin mișcarea combinată, de rotire și deplasarea axială a tije. Ventilele obișnuite produc o pierdere mare de presiune din cauza strângulării și devierii, de mai multe ori, a direcției de curgere. Construcțiile perfecționate de ventile au redus mult pierderea de presiune (fig. 9.5).

9.3.1.3. **Vanele sau robinetele cu pană** sînt aparate de închidere și reglare a debitelor; sînt formate din: carcasă, piesa de închidere, tija cu filet și cutia de etanșare (fig. 9.6). Spre deosebire de ventile, la vane, piesa de închidere are formă plană și se mișcă într-un plan perpendicular pe axa conductei. Ele se folosesc la conducte de diametru mare, cînd nu se cere o reglare precisă a debitului.

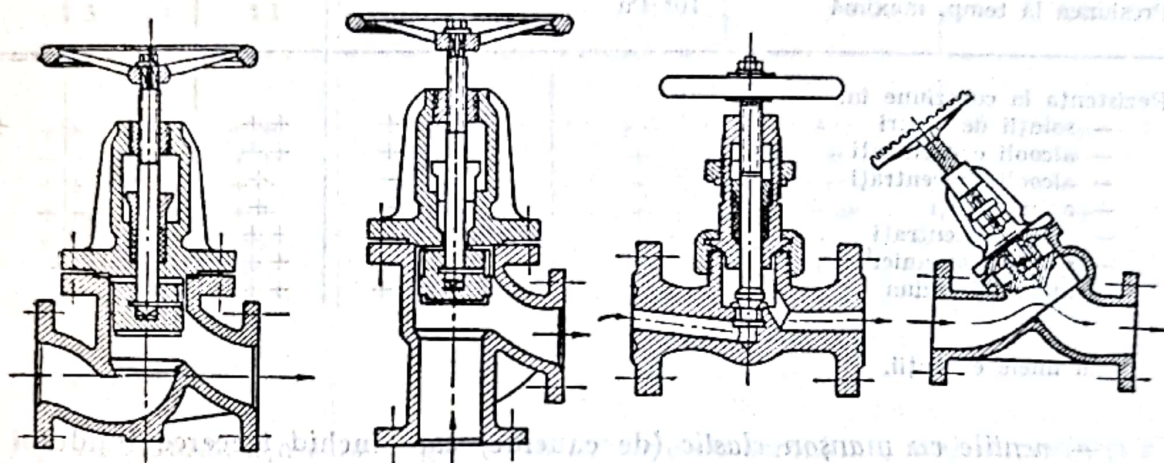


Fig. 9.5. Robinete cu ventil.

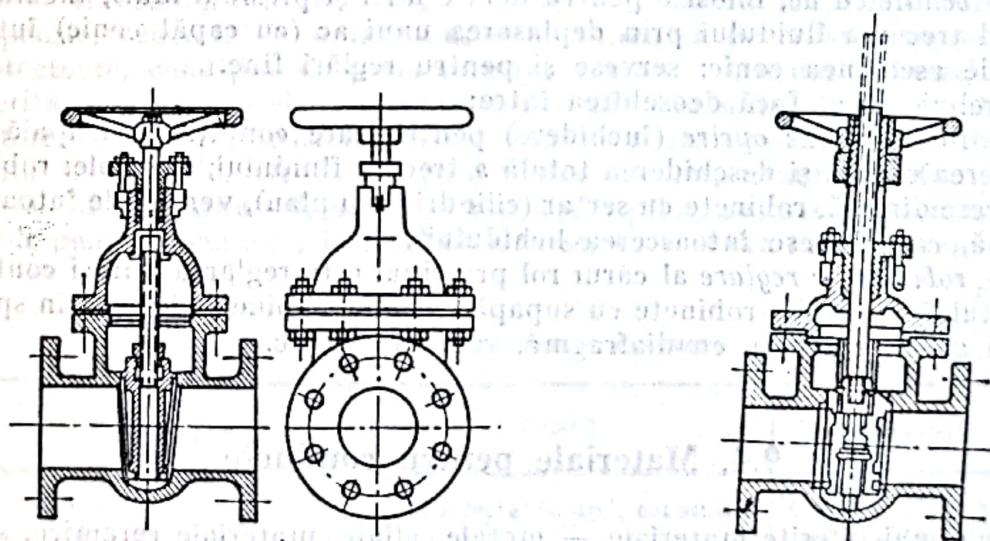


Fig. 9.6. Vane.

9.3.1.4. **Alte tipuri de ventile folosite în instalațiile industriei chimice:**

- **ventile flutur** care, în forma cea mai simplă sînt formate dintr-un disc de diametrul interior al conductei, și care cu ajutorul unei tije poate fi cîntit cu un sfert de rotație, pentru a fi pus în poziția de închidere (perpendicular pe axa conductei);
- **ventile cu diafragmă**, la care închiderea sau deschiderea unui orificiu se face cu ajutorul unei membrane elastice;



Proprietățile unor

| Proprietatea                                  | Oțel carbon | Oțel V <sub>2</sub> A | Fontă | Cupru |
|-----------------------------------------------|-------------|-----------------------|-------|-------|
| Densitatea kg/dm <sup>3</sup>                 | 7,8         | 8                     | 7,2   | 8,9   |
| Rezistența la întindere 10 <sup>5</sup> · Pa  | 3 360       | 5 200                 | 1 470 | 2 400 |
| Modulul de elasticitate 10 <sup>5</sup> · Pa  |             |                       | 550   |       |
| Temperatura maximă °C                         | 475         | 800                   | 700   | 250   |
| Presiunea admisă la 24°C 10 <sup>5</sup> · Pa |             |                       | 24    |       |
| Rezistența la coroziune în:                   |             |                       |       |       |
| — soluții de săruri                           | +           | ++                    | ++    | +     |
| — alcooli concentrați                         | +           | ++                    | +     |       |
| — alcooli concentrați                         | —           | +                     | —     |       |
| — acizi diluați                               | —           | +                     | —     |       |
| — acizi concentrați                           | +           | ++                    | +     |       |
| — solvenți organici <sup>1</sup>              | ++          | ++                    | ++    |       |
| — uleiuri, benzina                            | ++          | ++                    | ++    |       |

<sup>1</sup> Cu unele excepții.

— *ventile cu manșon elastic* (de cauciuc) care închid trecerea fluidului prin stringerea manșonului;

— *ventile cu ac*, folosite pentru debite mici și presiuni mari, închid sau deschid trecerea fluidului prin deplasarea unui ac (cu capăt conic) într-un locaș de asemenea conic; servesc și pentru reglări fine.

Trebuie să se facă deosebirea între:

— *robinetele de oprire* (închidere) pentru care condiția principală este închiderea etanșă și deschiderea totală a trecerii fluidului; exemple: robinete cu trecere directă, robinete cu sertar (cilindric sau plan), ventile de întoarcere (supapă, care opresc întoarcerea lichidului);

— *robinete de reglare* al cărui rol principal este reglarea lină și continuă a debitului; exemple: robinete cu supapă, cu bilă, robinete fluturate (în special pentru gaze), robinete cu diafragmă, robinete cu ac.

## 9.4. Materiale pentru conducte

Cele mai diferite materiale — metale, aliaje, materiale ceramice, sticlă, grafit, cauciuc, materiale plastice, lemn — sînt folosite pentru conducte și armăturile lor, pentru a corespunde condițiilor foarte variate, mecanice, termice și, mai cu seamă, de rezistență la coroziunea din instalațiile industriei chimice.

În tabelele 9.7 și 9.8 sînt date indicații sumare asupra materialelor curent utilizate pentru conducte

La alegerea materialului, tabelele de coroziune sînt de cel mai mare ajutor, dar nu sînt suficiente. Pe lângă compoziția materialului conductei

Tabelul 9.7

materiale pentru conducte

| Poliетенă                                  | Copolimeri<br>ai stire-<br>nului             | Policlorură<br>de vinil                     | Acetobuti-<br>rat de ce-<br>luloză          | Poliesteri +<br>fibre de sticlă             | Faolit                                       |
|--------------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|----------------------------------------------|
| 0,92<br>96—172<br>1 370<br>71<br>6<br>1,5  | 1,07<br>410<br>1 580<br>76<br>11,3<br>4,1    | 1,4<br>490—590<br>2 450<br>80<br>10<br>3,7  | 1,2<br>460<br>960<br>65<br>7<br>4,4         | 1,8<br>2 750<br>13 700<br>135<br>41<br>8,2  | 1,7<br>147—310<br>129<br>44<br>4,4           |
| ++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>—<br>— | ++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++ | ++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>—<br>++ | ++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>—<br>++ | ++<br>++<br>—<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++ | ++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++<br>++ |

și a fluidului, așa cum se găsesc în tabelele de coroziune, mai intervin și alți numeroși factori: temperatura, impuritățile din materialul conductei și din fluidul transportat prin conductă, viteza fluidului, materiale corozive în suspensie, vecinătățile metalice diferite, formarea de crustă sau de straturi protectoare, condițiile de prelucrare (de exemplu, tensiuni interne), aerarea diferită sau diferențele de concentrație ale lichidului transportat. Acești factori fac ca, în multe cazuri, previziunile — pe baza tabelelor de coroziune — să nu corespundă. De aceea, pentru cazurile importante, se fac cercetări speciale de coroziune și, uneori, chiar stații pilot, în care se încearcă materialele pentru conductă, în condiții identice cu cele din instalația industrială.

Tabelul 9.8

## Materiale pentru conducte

|       | Materialul                      | Aplicații                                                                                                                                                                                   | Observații                                                                                   |
|-------|---------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
|       | Fonta                           | Conducte de apă, canalizare, vid                                                                                                                                                            | Contraindicate pentru abur și fluide explozive                                               |
| Fonte | Fonta silicoasă cu 14,5—18 % Si | Acid sulfuric, acid azotic, acid fosforic, acid clorhidric (rece), acid acetic, acid formic<br>Gaze calde (până la 900°C): oxigen, bioxid de carbon, bioxid de sulf<br>Abur (până la 700°C) | Contraindicate pentru acid clorhidric concentrat la fierbere și soluții alcaline concentrate |



Tabelul 9.8 (continuare)

|                  | Materialul                                                                                                                                          | Aplicații                                                                                                                                                                                               | Observații                                                                                                                                                        |
|------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Fonte            | Anticlor cu 15–16 % Si și 3,5–4,0 % Mo                                                                                                              | Rezistență la acidul clorhidric de toate concentrațiile, până la temperatura de fierbere                                                                                                                |                                                                                                                                                                   |
|                  | Fontă cu 25–36 % Cr                                                                                                                                 | Fluide oxidante, acid azotic, acid sulfuric concentrat, acid fosforic, acizi organici, vapori nitroși                                                                                                   |                                                                                                                                                                   |
| Oțeluri          | Oțel carbon                                                                                                                                         | Aplicații curente: conducte pentru apă, abur, aer, comprimat                                                                                                                                            |                                                                                                                                                                   |
|                  | Oțeluri aliate (Oțeluri crom-nichel) cu 17–20 % Cr și 8–11 Ni                                                                                       | Conducte pentru fluide solide, fluide, cprozive: acid azotic, acid fosforic (rece) soluții saline, alcoolii                                                                                             | Contraindicate pentru acid clorhidric, acid fluorhidric, halogeni, clorură ferică, acid cromatic, acid fosforic cald și concentrat, acid oxalic, acid formic cald |
| Metale neferoase | Aluminiu pur și aliat >98,0 % Al                                                                                                                    | Rezistent la temperaturi joase. Rezistent la coroziunea atmosferică normală<br>Acizi: azotic, formic, acetic                                                                                            | Contraindicat pentru alcali                                                                                                                                       |
|                  | Cupru, alamă, bronzuri                                                                                                                              | Instalații frigorifere<br>Instalații alimentare (cositoare)                                                                                                                                             |                                                                                                                                                                   |
|                  | Plumb 99,9 Pb < 0,08 Cu și < 0,005 Bi                                                                                                               | Acid sulfuric la temperaturi moderate (concentrația 80 %)<br>Acid sulfuric cald (concentrația < 40 %)<br>Rezistența maximă la coroziune. Acid clorhidric rece (concentrația < 10 %)                     | Rezistență mecanică mică. Contraindicat pentru acid clorhidric concentrat, acid azotic, acetic, alcali<br>Temperatura maximă 200°C                                |
| Metale neferoase | Magneziu                                                                                                                                            | Alcoolii, substanțe organice (aldehide, alcoolii, fenoli, amine, esteri)                                                                                                                                |                                                                                                                                                                   |
|                  | Nichel<br>99 % Ni, 0,06 % C<br>99 % Ni, 0,01 % C<br>Ni, Cr, Fe (79, 14, 7 %)<br>Ni, Mo, Fe (65, 38, 5 %)<br>Ni, Cr, Mo, Cu, Fe (29, 20, 3, 4, 44 %) | Acizi halogenați, soluții de clorură de amoniu<br>Sodă caustică topită<br>Rezistentă până la 1 100°C<br>Acid clorhidric gaz și soluție caldă<br>Acid sulfuric la concentrații și temperaturi superioare |                                                                                                                                                                   |

Tabelul 9.8 (continuare)

|                    | Materialul                                         | Aplicații                                                                                                     | Observații                                                                                                                         |
|--------------------|----------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Metale neferoase   | Staniu                                             | Transportul lichidelor alimentare                                                                             |                                                                                                                                    |
|                    | Titan                                              | Acizi oxidanți: azotic, cromic, apă regală<br>Apă de mare                                                     | Utilizabil până la 300°C                                                                                                           |
|                    | Zirconiu cu 1,2–1,7% Sn                            | Acid azotic până la 100°C                                                                                     |                                                                                                                                    |
| Materiale nemetale | Azbociment<br>Grafite impregnat cu rășini fenolice | Acizi, inclusiv acid fluorhidric, săruri, compuși organici, alcalii, lichide oxidante                         | Rezistent la șocuri termice                                                                                                        |
|                    | Gresie                                             | Acizi, cu excepția acidului fluorhidric<br>Alcalii diluate și reci<br>Tuburi de ventilație                    | Contraindicat pentru acid fluorhidric și alcalii concentrate                                                                       |
|                    | Beton                                              | Ape reziduale                                                                                                 | Pentru presiuni peste $3 \cdot 10^5$ Pa se armează cu un cilindru de oțel sau cu alte armături                                     |
|                    | Sticlă (de borosilicat)                            | Acizi<br>Alcali cu $pH < 8$                                                                                   | Contraindicată pentru acid fluorhidric și acid fosforic. Nerezistentă la șocuri termice<br>Temperaturi de 230°C                    |
|                    | Porțelan                                           | Acizi, alcalii diluate și reci.<br>Conducte pentru lichide pure, industria alimentară, farmaceutică, reactivi | Contraindicat pentru alcalii concentrate și acid fluorhidric<br>Nerezistent la șocuri termice                                      |
|                    | Cuarț                                              | Fluide corosive la temperaturi înalte                                                                         | Temperatura permanentă până la 1 000°C și intermitentă până la 1 500°C<br>Rezistent la șocuri termice<br>Rezistență electrică mare |
|                    | Lemn                                               | Aplicații curente                                                                                             | De obicei căptușite cu amestec de asfalt cu rumeguș                                                                                |
|                    | Copolimer acrilonitril-butadien-stiren             | Acid sulfuric, clorhidric, săruri                                                                             | Contraindicat pentru acizi oxidanți<br>Temperatura $< 70^\circ\text{C}$                                                            |



|                    | Materialul                                 | Aplicații                                                                                                           | Observații                                                                                         |
|--------------------|--------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Materiale plastice | Rășini epoxi armate cu fibre de sticlă     | Acizi neoxidanți, alcali, ape sărate, gaze corosive                                                                 | Temperatură <130°C                                                                                 |
|                    | Rășini furanice armate cu fibre de sticlă  | Acizi, alcali, solvenți, clorurați organici                                                                         | Temperatură <140°C                                                                                 |
|                    | Rășini fenolice umplute cu azbest          | Substanțe acide, acid clorhidric. Unele tipuri rezistă la clor umed                                                 |                                                                                                    |
|                    | Polietilena                                | Săruri, hidroxid de sodiu, amoniac<br>Acizi: sulfuric, azotic, clorhidric<br>Apă (rezistă la înghețarea apei)       | Contraindicată pentru solvenți și produse petroliere<br>Temperatura <60°C                          |
|                    | Policlorură de vinil (tuburi și căptușeli) | Săruri, alcool, benzină, amoniac (soluție)<br>Acizi: — sulfuric (<90°C)<br>— azotic (<50°C)<br>— acetic, clorhidric | Contraindicată pentru oleum, hidrocarburi aromatice și hidrocarburi clorurate<br>Temperatură <65°C |
|                    | Ebonită, cauciuc (tuburi și căptușeli)     | Acizi, alcalii                                                                                                      | Contraindicat pentru acid azotic, acizi organici, solvenți<br>Rezistent la coroziune               |
|                    | Teflon                                     | Acizi, alcalii, solvenți<br>Substanțe lipicioase și viscoase                                                        |                                                                                                    |

## BIBLIOGRAFIE

1. Alexandrescu, F. și Necula, S. Conduce și armături, Editura Tehnică, 1963.
2. Baklanov, N. A. Truboprovodî v himiceskoi promîšlennosti. Moscva, Goshimizdat, 1953.
3. Genereaux, R. P. Transport and Storage of Fluids. In: Perry's „Chemical Engineers' Handbook“, fourth Edition, New York, McGraw-Hill, 1963.
4. Giliceanu, M. Transportul țițeiului și gazelor prin conducte. Culegere de probleme. București, Editura Tehnică, 1954.
5. Mones, I. M. Instalarea conductelor de alimentare cu apă și canalizare (trad. din l. rusă). București, 1953.
6. Smirnov, A. S. Transportul și înmagazinarea gazelor (trad. din l. rusă). București, Editura Tehnică, 1953.
7. \* \* \* Reguli pentru construcția, montarea, întreținerea și revizuirea conductelor de abur și de apă caldă (trad. din l. rusă). București, Editura Energetică de Stat, 1953.

## Pompe pentru lichide

Transportul lichidelor prin conductele și aparatele instalațiilor se face prin căderea liberă din rezervoare, așezate la înălțime convenabilă, sau cu ajutorul pompelor.

Punînd ecuația lui *Bernoulli* (8.82) și (8.83) sub forma

$$W = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) + \int_1^2 v dp + F \quad (10.1)$$

respectiv

$$W = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) + h_2 - h_1 - Q \quad (10.2)$$

se vede că energia  $W$  furnizată pompei are efecte multiple:

- ridicarea unui lichid de la înălțimea  $z_1$  la înălțimea  $z_2$ ,
- mărirea vitezei fluidului de la  $w_1$  la  $w_2$ ,
- ridicarea presiunii fluidului de la  $p_1$  la  $p_2$ ,
- mărirea entalpiei unui gaz de la  $h_1$  la  $h_2$ ,

— transportul fluidului, adică învingerea frecării  $F$ ; bineînțeles, două sau mai multe dintre aceste efecte pot interveni simultan.

Problema este similară atât pentru lichide cît și pentru gaze, cu deosebire că la gaze, compresibilitatea fluidului introduce modificări importante în teorie și practică.

Noțiunea generică de pompe are în practică cîteva diferențieri specifice; în sens restrîns, se numesc *pompe* numai utilajele pentru transportul lichidelor și *ventilatoare* cele care transportă gaze la presiuni apropiate de cea atmosferică; *compresoare* sînt mașini pentru comprimare gaze la presiuni medii și înalte, iar *pompele de vid* servesc pentru obținerea unei depresiuni sau pentru evacuarea unui recipient; *exhaustoarele* creează depresiuni relativ mici în scopul îndepărtării gazului dintr-un spațiu.

*Clasificarea pompelor pentru lichide.* Ca urmare a condițiilor foarte diferite în care funcționează, s-a ajuns la un număr foarte mare de tipuri de pompe, fiecare tip răspunzînd unor necesități tehnice și economice specifice. Aceste condiții țin seamă de proprietățile lichidului — viscozitate, densitate, impurități, agresivitate chimică (coroziune), agresivitate mecanică (eroziune), inflamabilitate — debit, presiune, temperatură, funcționare continuă sau intermitentă ș.a.

Dintre criteriile de clasificare a pompelor, s-a ales aici criteriul constructiv, cu următoarele categorii:

- aparate fără elemente mobile;
- pompe cu mișcări alternative;
- pompe centrifuge;
- pompe rotative.



Deși pompele centrifuge sînt tot pompe rotative, ele au fost trecute într-o categorie separată, din cauza mării lor importanțe și din cauza că principiul lor de funcționare este cu totul diferit de cel al pompelor rotative din ultima categorie.

## 10.1. Aparate fără elemente mobile

### 10.1.1. Sifoane

Sifonul este, în principiu, o țeavă — din sticlă, metal sau mase plastice — îndoită în formă de U, servind pentru transvazarea lichidelor de la un nivel superior la un nivel coborît, pînă la egalizarea celor două nivele (fig. 10.1).

Ca să funcționeze, sifonul trebuie să fie amorsat, adică umplut cu lichid. Amorsarea se poate face și cu un alt lichid dacă amestecarea lor nu este dăunătoare. Necesitatea amorsării constituie dezavantajul principal al sifonului

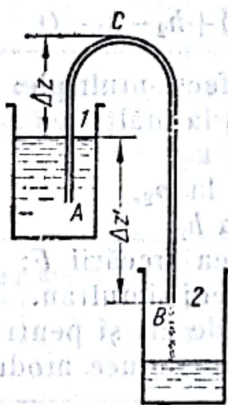


Fig. 10.1. Principiul sifonului.

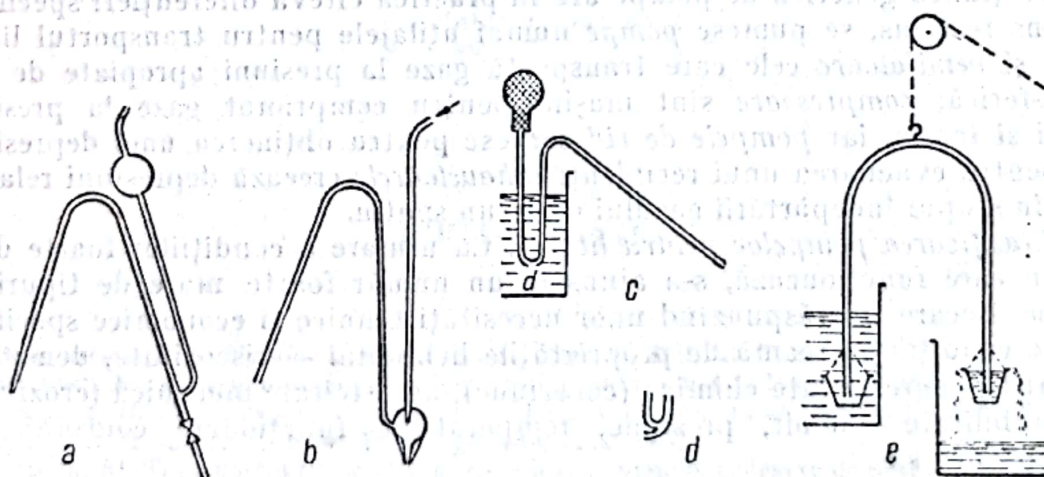


Fig. 10.2. Forme de sifon care evită amorsarea directă.

simplic; de aceea există multe construcții care evită amestecarea directă (fig. 10.2).

O a doua condiție de funcționare este ca presiunea din punctul cel mai înalt C al sifonului să fie superioară presiunii de saturație a lichidului la tem-

peratura de lucru. Aplicând ecuația lui *Bernoulli* pe porțiunea *AC* a sifonului (fig. 10.1), se obține:

$$g\Delta z - \frac{w^2}{2} + \frac{p_1 - p_c}{\rho} - F = 0 \quad (10.3)$$

$$p_c = p_1 + \rho g \left( \Delta z - \frac{w^2}{2g} - f \right) > p_1 \quad (10.4)$$

unde:  $\Delta z = z_1 - z_c$  este diferența de nivel dintre punctul *C* și suprafața lichidului;

$w$  — viteza lichidului în sifon;

$p_1$  — presiunea la suprafața lichidului;

$p_c$  — presiunea în punctul *C*;

$\rho$  — densitatea lichidului;

$F$  — energia de frecare pe unitatea de masă de fluid;

$f = F/g$  — frecarea lichidului pînă în punctul *C* (inclusiv rezistența de la intrarea în sifon);

$p_s$  — presiunea de saturație a lichidului, la temperatura de lucru.

Debitul sifonului rezultă din viteza lichidului în sifon; aplicînd din nou ecuația lui *Bernoulli* între punctele de intrare (1) și de ieșire (2) ale sifonului se obține:

$$g\Delta z' - \frac{w^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\rho} - F' = 0 \quad (10.5)$$

$$w = \sqrt{2 \left( g\Delta z' + \frac{p_1 - p_2}{\rho} - F' \right)} \quad (10.6)$$

unde, pe lângă notațiile anterioare,

$\Delta z'$  este diferența de nivel dintre punctele 1 și 2;

$p_2$  — presiunea în punctul 2;

$F'$  — energia de frecare pe unitatea de masă între punctele 1 și 2, inclusiv rezistențele de intrare (1) și de ieșire (2).

Dacă presiunile în punctele 1 și 2 sînt egale ( $p_1 = p_2$ ) — de exemplu, presiunea atmosferică — și dacă se neglijează frecarea, rezultă din ecuația (10.5):

$$w = \sqrt{2g\Delta z'} \quad (10.7)$$

Rezultă că debitul sifonului este aproximativ proporțional cu rădăcina pătrată a diferenței de nivel dintre suprafața lichidului în recipientul superior și capătul ramurii libere a sifonului sau, cînd ambele capete ale sifonului sînt afundate în lichidul din două rezervoare, cu rădăcina pătrată a diferenței dintre nivelele lichidului din rezervoare; viteza — și deci debitul — se anulează cînd lichidul din cele două rezervoare ajunge la același nivel.

În fig. (10.2) sînt arătate cîteva forme de sifon care evită amorsarea directă.

— Sifonul cu tub lateral de sugere (fig. 10.2, *a*) se amorsează aspirînd prin tubul lateral după ce s-a închis robinetul de jos; cînd lichidul a umplut ramura descendentă, se deschide robinetul.

— Sifonul cu trompă de vid (fig. 10.2, *b*) se amorsează cu un curent de apă care trece prin trompa de la partea inferioară a sifonului; cînd lichidul aspirat ajunge în dreptul trompei, se închide curentul de apă.



— Sifonul schițat în fig. 10.2, c este format dintr-un tub în formă de S, avînd la unul din capete o pară de cauciuc; la cotul inferior, tubul are o mică gaură. Dacă, sifonul fiind afundat în lichid, se strînge para de cauciuc, aerul va ieși prin tubul sifonului; cînd para se destinde, lichidul va intra prin gaura inferioară și va umple partea afundată a sifonului; dacă para este din nou strînsă, lichidul va trece în ramura descendentă și va amorsa sifonul. Detaliul din fig. 10.2, d arată o construcție mai bună pentru partea inferioară a sifonului pentru că, din cauza schimbării de direcție, lichidul întîmpină o rezistență mai mare la întoarcerea în recipient în timpul amorsării.

† — Sifonul cu saboți (fig. 10.2, e) este folosit în industrie pentru transvazat cantități mari de lichid. El este format dintr-o țevă îndoită în formă de U întors, cu ramurile egale, avînd extremitățile afundate în două recipiente mici agățate de sifon. Cînd sifonul este coborît — cu ajutorul unei frînghii pe scripete — astfel încît una din extremități să fie afundată în lichid, el intră în funcțiune (dacă a fost în prealabil amorsat adică umplut cu lichid). Prin ridicarea sifonului, curgerea lichidului se oprește; atît sifonul cît și cele două mici recipiente rămîn pline, gata să funcționeze în momentul în care este afundat în lichid.

### 10.1.2. Montejus-uri

Aceste aparate sînt pompe cu acțiune intermitentă, care servesc pentru ridicarea lichidelor, inclusiv a celor corosive, cu ajutorul aerului comprimat.

Aparatul reprezentat în fig. 10.3, a este format dintr-un recipient prevăzut cu trei deschideri: deschiderea pentru alimentare cu lichidul de ridicat,

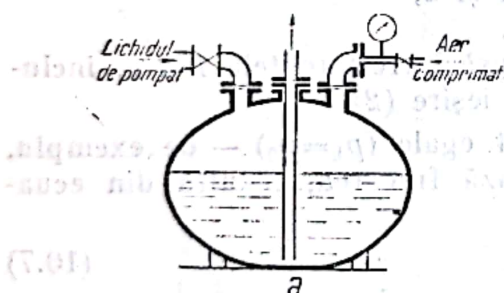
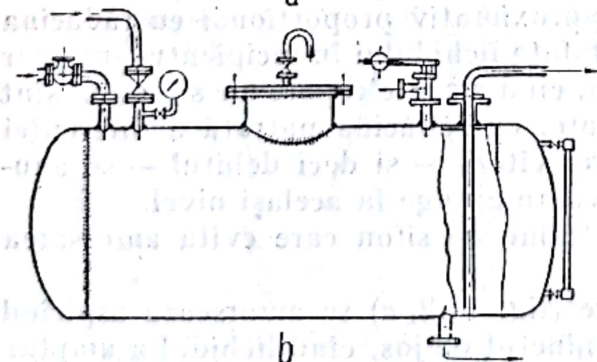


Fig. 10.3. a — montejuș de gresie;  
b — montejuș de metal.



deschiderea prin care trece țevă de ieșire și deschiderea pentru introducerea aerului comprimat. Conducta de alimentare are un ventil de întoarcere (permițînd trecerea numai spre montejuș), iar conducta de aer comprimat are

un ventil de închidere și un manometru. În fig. 10.3, *b* se vede un montejuș industrial, de capacitate mare.

Funcționarea: în recipientul gol, lichidul de ridicat, intră prin cădere liberă din rezervorul de depozitare; cînd recipientul s-a umplut, se deschide ventilul de aer comprimat care închide automat ventilul de alimentare și, mărind presiunea în rezervor, evacuează lichidul. Cînd tot lichidul a fost evacuat, aerul comprimat iese — tot prin țeava de refulare — presiunea scade și lichidul poate intra din nou în rezervor; în timpul umplerii, ventilul de aer comprimat este închis.

Pe lîngă funcționarea intermitentă și acționarea manuală a ventilului de aer comprimat, montejuș-urile au și dezavantajul unui randament energetic scăzut (aprox. 24%).

Din cauza acestor dezavantaje cît și din cauza construirii de pompe centrifuge din materiale rezistente la lichide corosive, montejuș-urile au fost — în mare măsură — înlocuite prin pompe centrifuge. Se mențin totuși pentru pompări intermitente, la intervale de timp mari.

### 10.1.3. Pompa Mammut sau gaz-lift

Acest tip de pompă ridică lichide curate sau conținînd materii fine în suspensie (nisip, nămol) sau chiar corpuri mari (de exemplu, sfecle întregi), cu ajutorul aerului comprimat care, dispersat ca bule din lichid, formează un sistem eterogen lichid-gaz cu densitatea medie mai mică decît densitatea lichidului. Dispersia de lichid și gaz se ridică prin țeava de refulare, afundată adînc în lichid, pe principiul vaselor comunicante.

În fig. 10.4 este prezentată schema de principiu a unei pompe Mammut: o țeavă de lungime  $H$  este afundată pe porțiunea  $H_s$  în lichidul care este pompat; în extremitatea ei inferioară, intră o țeavă mai subțire prin care este adus aerul comprimat. Suspensia lichid-aer se ridică pînă la capătul superior al țevii de refulare dacă:

$$H\rho_m = H_s\rho_p = (H - H_p)\rho_l \quad (10.7)$$

unde,  $\rho_l$  și  $\rho_m$  sînt densitățile lichidului și a suspensiei lichid-aer, iar  $H_p = H - H_s$  este înălțimea de pompare.

Din ecuația (10.7) rezultă necesitatea afundării adînci a conductei de refulare

$$H_s = H_p \frac{\rho_m}{\rho_l - \rho_m} \quad (10.8)$$

Marea lungime de afundare, pentru funcționarea pompei Mammut, reprezintă inconvenientul principal al acestei pompe.

Lucrul mecanic produs de aerul comprimat cînd se destinde (izoterm) de la presiunea inițială  $p_l$  la presiunea atmosferică  $p_a$  este:

$$L_a = p_a V_a \ln \frac{p_l}{p_a} \quad (10.9)$$

$V_a$  fiind volumul aerului, considerat la presiunea  $p_a$ .



Energia utilă pentru ridicarea lichidului este:

$$L_u = MgH_p \quad (10.10)$$

unde:  $M$  este masa de lichid ridicată cu volumul  $V_a$  de aer, în kg.  
Randamentul pompei este deci

$$E = \frac{MgH_p}{p_a V_a \ln \frac{p_t}{p_a}} \quad (10.11)$$

Volumul de aer comprimat necesar pentru a ridica unitatea de masă de lichid este:

$$\frac{V_a}{M} = \frac{gH_p}{Ep_a \ln \frac{p_t}{p_a}} \quad (10.12)$$

și dacă se înlocuiește presiunea cu produsul  $H\rho_l g$ , în care  $H$  este lungimea coloanei de lichid, rezultă după simplificare:

$$\frac{V_a}{M} = \frac{gH_p}{Ep_a \ln \frac{H_s + H_a}{H_a}} \quad (10.13)$$

Fig. 10.4. Principiul pompei Mammot.

La obținerea acestei formule s-a ținut seamă că  $p_t = p_s + p_a$ , unde  $p_s$  este presiunea coloanei de lichid cu înălțimea  $H_s$ , iar  $p_a$  este presiunea atmosferică, corespunzând la o coloană de lichid de înălțime  $H_a$  (pentru apă  $H_a = 10,33$  m).

Formula practică, empirică, recomandată de *Ingersoll-Rand Co.*, este:

$$V_a = 16,5 \frac{H_p}{C \lg \frac{H_s + 10,4}{10,4}} \quad (10.14)$$

care pentru pomparea apei are forma ecuației (10.13).

În această formulă,

$V_a$  este volumul de aer comprimat (calculat la presiunea normală) pentru ridicarea unui metru cub de apă, m<sup>3</sup>;

$H_p$  — adâncimea de pompare, m;

$C$  — coeficient, în funcție de adâncimea de pompare  $H_p$ , cu valorile:

| $H_p$ | 3—18 | 19—61 | 62—153 | 154—198 | 199—229 | m |
|-------|------|-------|--------|---------|---------|---|
| $C$   | 245  | 233   | 216    | 185     | 156     | — |

Randamentul față de aerul comprimat este de aproximativ 70%, iar randamentul total, inclusiv cel al compresorului, este de 36—50%.

Randamentul slab și necesitatea afundării adânci a țevii de pompare sînt inconvenientele principale ale pompei *Mammot*.

Curgerea ascendentă a unui amestec gaz-lichid ia aspecte diferite, după raportul gaz-lichid al amestecului și după viteza amestecului:

— la raporturi mici gaz-lichid, gazul formează bule dispersate în lichid;

— la proporții mai mari, se produce o separare a fazelor în dopuri succesive de gaz și de lichid. Între dopurile de gaz și peretele conductei există un film de lichid (cu viteză mai mică decât a dopurilor de gaz);

— la viteze destul de mari și la proporții mari de gaz, dopurile de gaz și de lichid își pierd individualitatea, și curgerea ia forma unei curgeri telescopice cu un centru de gaz care curge cu viteză mare și care antrenează un strat inelar periferic de lichid.

Alți factori, de exemplu prezența unei substanțe tensioactive care micșorează tensiunea superficială lichid-gaz, influențează curgerea.

#### 10.1.4. Injectoare și ejectoare

Injectoarele sînt aparatele pentru ridicarea și transportul lichidelor sau pentru pomparea lor într-un spațiu sub presiune, folosind energia cinetică a unui fluid motor: abur, apă sub presiune sau aer comprimat. Ejectoarele sînt aparate de construcție asemănătoare, folosite pentru evacuarea unui lichid.

În injectorul reprezentat în fig. 10.5, fluidul motor intră printr-o duză, în care energia de presiune este transformată în energie cinetică, străbate cu viteză mare ajutorul de amestec, antrenînd lichidul de pompat; se formează

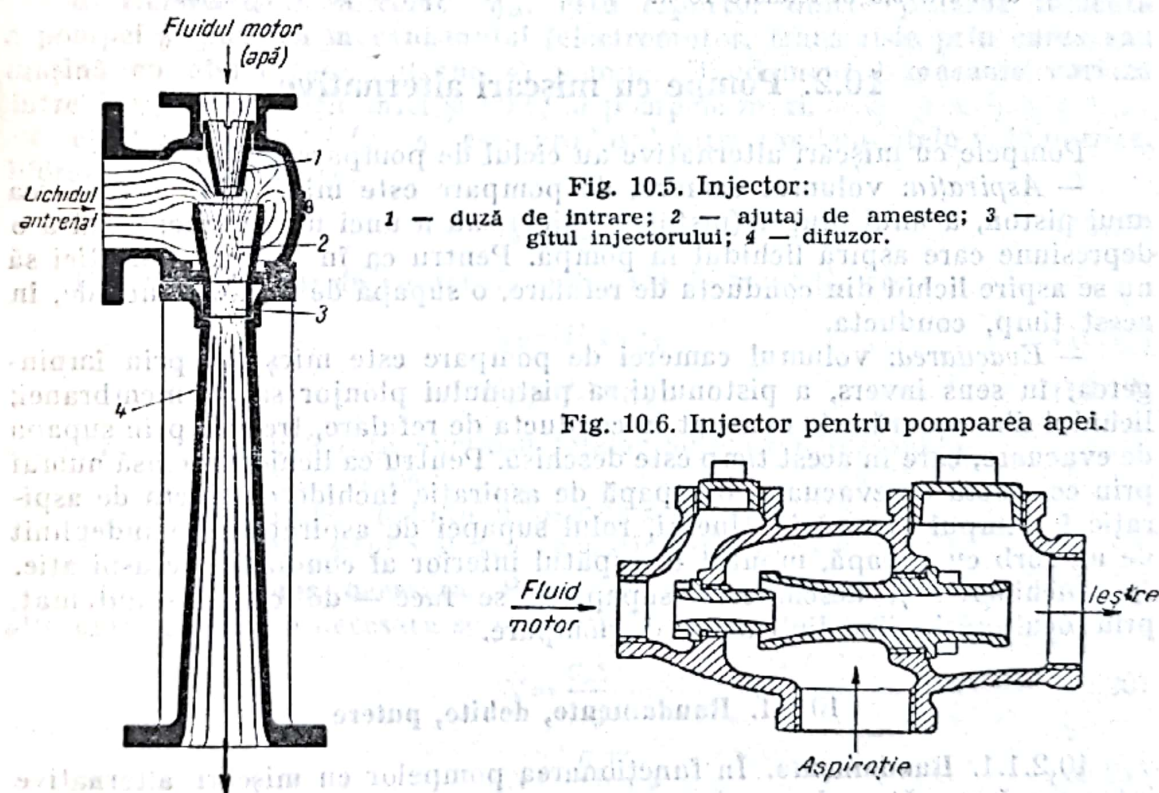


Fig. 10.5. Injector:

1 — duză de intrare; 2 — ajutor de amestec; 3 — gîtul injectorului; 4 — difuzor.

Fig. 10.6. Injector pentru pomparea apei.

un amestec între fluidul motor și lichidul de pompat, a cărui energie cinetică atinge valoarea maximă în gîtul injectorului; amestecul trece apoi în difuzorul injectorului, unde energia cinetică este transformată treptat în energie de presiune. În fig. 10.6 este arătată schema unui injector pentru ridicarea și transportarea apei.



Injectoarele sînt aparate ieftine ca investiție și întreținere, au funcționare sigură, fără supraveghere, transportă și lichide murdare — cu materii în suspensie — pot fi construite din metal, materiale ceramice și materiale anticorozive.

Randamentul scăzut — între 15 și 30% —, adică consumul mare de abur și amestecarea fluidului motor cu lichidul pompat sînt dezavantajele injectoarelor. Ultimul dezavantaj devine un avantaj important al injectoarelor cu abur cînd, pe lîngă pompare, este dorită și încălzirea lichidului; de exemplu, la alimentarea cu apă a cazanelor de abur, aproximativ 90% din energia aburului este folosită pentru încălzirea lichidului.

Cîteva date practice pentru injectoare sînt în tabelul 10.1.

Date practice pentru injectoare

Tabelul 10.1

|                                                                                  |                 |                   |
|----------------------------------------------------------------------------------|-----------------|-------------------|
| Suprapresiunea maximă obținută cu injectoare simple                              | $16 \cdot 10^5$ | Pa                |
| Suprapresiunea maximă obținută cu injectoare duble (în serie)                    | $21 \cdot 10^5$ | Pa                |
| Debitul (apă)                                                                    | 1—60            | m <sup>3</sup> /h |
| Consumul de abur ( $3 \cdot 10^5$ Pa suprapresiune) pe metrul cub de apă pompată |                 |                   |
| — aspirație 2 m, refulare 30 m                                                   | 26              | kg/m <sup>3</sup> |
| — aspirație 6,5 m refulare 10 m                                                  | 16              | kg/m <sup>3</sup> |

## 10.2. Pompe cu mișcări alternative

Pompele cu mișcări alternative au ciclul de pompare în doi timpi:

— *Aspirația*: volumul camerei de pompare este mărit prin deplasarea unui piston, a unui plunger (piston plonjor) sau a unei membrane; rezultă o depresiune care aspiră lichidul în pompă. Pentru ca în timpul aspirației să nu se aspire lichid din conducta de refulare, o supapă de refulare închide, în acest timp, conducta.

— *Evacuarea*: volumul camerei de pompare este micșorat prin împingerea, în sens invers, a pistonului, a pistonului plonjor sau a membranei; lichidul din cameră este evacuat în conducta de refulare, trecînd prin supapa de evacuare, care în acest timp este deschisă. Pentru ca lichidul să iasă numai prin conducta de evacuare, o supapă de aspirație închide conducta de aspirație în timpul evacuării. Uneori, rolul supapei de aspirație este îndeplinit de un sorb cu supapă, montat la capătul inferior al conductei de aspirație.

Închiderea și deschiderea supapelor se face — de obicei — automat, prin jocul presiunilor din camera de pompare.

### 10.2.1. Randamente, debite, putere

10.2.1.1. **Randamente.** În funcționarea pompelor cu mișcări alternative interesează următoarele randamente:

a) *Randamentul volumic*,  $\eta_v$ , este definit ca raportul dintre volumul de lichid pompat efectiv într-o cursă a pistonului și volumul parcurs de piston în această cursă:

$$\eta_v = \frac{V_1}{V} = \frac{V_1}{lA} = 4 \frac{V_1}{\pi D^2 l} \quad (10.15)$$

unde:  $\eta_v$  este randamentul volumic, egal cu 0,97—0,99 la pompele mari, de execuție foarte îngrijită, 0,94—0,98 la pompele mijlocii și 0,85—0,94 la pompele mici;

$V_i$  — volumul parcurs de piston într-o cursă;

$l$  — cursa pistonului;

$A = \pi D^2/4$  — aria secțiunii cilindrului;

$D$  — diametrul cilindrului.

b) *Randamentul hidraulic*,  $\eta_h$ , este raportul dintre înălțimea geometrică de pompare  $\Delta z$  și înălțimea hidraulică totală (înălțimea manometrică), egală cu înălțimea geometrică de pompare plus termenul  $z'$  care cuprinde: 1) înălțimea  $(w_2^2 - w_1^2)/2g$ , corespunzătoare creșterii vitezei, 2) înălțimea  $\Delta p/\rho g$  necesară pentru mărirea presiunii și 3) înălțimea  $f$  pentru învingerea frecării

$$\eta_h = \frac{\Delta z}{\Delta z + z'} = \frac{\Delta z}{\Delta z + (w_2^2 - w_1^2)/2g + \Delta p/\rho g + f} = \frac{\Delta z}{W/g} \quad [(10.16)]$$

Randamentul hidraulic nu este o caracteristică a pompei ci a conductei în care acționează pompa.

c) *Randamentul indicat*,  $\eta_i$ , este raportul dintre puterea teoretică, necesară pentru pomparea lichidului la înălțimea manometrică  $W/g$  și puterea indicată rezultată din planimetrarea diagramei obținute cu indicatorul *Walt*.

d) *Randamentul mecanic*,  $\eta_m$ , este raportul dintre puterea indicată a pompei și puterea mecanismului (electromotor, transmisie prin curea sau mașină cu abur) care antrenează pompa. Randamentul mecanic variază între 50%, la pompele mici și 90% la pompele mari.

e) *Randamentul total*,  $\eta_t$ , este produsul între randamentele volumetrice, hidraulice și mecanice:

$$\eta_t = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (10.17)$$

10.2.1.2. **Debitul de volum  $G_v$  și debitul de masă  $G_m$  sînt:**

$$G_v = i l A n \eta_v \quad (10.18)$$

$$G_m = i l A n \eta_v \rho \quad (10.19)$$

unde:  $i = 1$  sau  $2$  este numărul fețelor active ale pistonului;

$n$  — turația pompei;

$\rho$  — densitatea lichidului pompat;

$\eta_v$  — randamentul volumic, ecuația (10.15).

10.2.1.3. **Puterea necesară.** Pentru funcționarea pompelor cu mișcări alternative, puterea necesară se determină cu următoarele ecuații:

$$N = \frac{G_v \Delta z}{\eta_i} g \rho \quad (10.20)$$

$$N = \frac{G_v W}{\eta_v \eta_m} \rho \quad (10.21)$$

$$N = \frac{V n i W}{\eta_v \eta_m} \rho = \frac{A l n i W}{\eta_v \eta_m} \rho \quad (10.22)$$

$$N = \frac{G_m W}{\eta_v \eta_m} \quad (10.23)$$



în care:  $N$  este puterea pompei,  $W$ ;  
 $G_v$  — debitul de volum,  $m^3/s$ ;  
 $\Delta z$  — înălțimea geometrică de pompare,  $m$ ;  
 $W$  — energia totală de pompare pe unitatea de masă,  $m^2/s^2$ ;  
 $V$  — volumul parcurs într-o cursă a pistonului, pistonului plonjor sau membranei,  $m^3$ ;  
 $n$  — turația,  $s^{-1}$ ;  
 $i$  — 1 sau 2 — numărul de fețe active ale pistonului;  
 $A$  — aria secțiunii cilindrului de pompare,  $m^2$ ;  
 $l$  — cursa pistonului,  $m$ ;  
 $G_m$  — debitul de masă,  $kg/s$ .

### 10.2.1. Pompe cu piston

Sînt formate din camera (cilindrul) de pompare, pistonul, canalele de aspirație și de evacuare, supapele de aspirație și de evacuare și sistemul de acționare.

Pompele al căror piston au numai o singură față activă, presînd lichidul numai cînd se mișcă într-un singur sens, se numesc *pompe cu simplu efect*. Dacă ambele fețe ale pistonului sînt active, cilindrul este închis la ambele capete și are supape de admisie și de evacuare; de asemenea la ambele capete, pompa debitează la fiecare cursă a pistonului. Aceste pompe se numesc *pompe cu dublu efect*. Mai multe pompe cu simplu sau dublu efect pot fi acționate — prin biele și manivele — de același arbore motor; pentru o bună echilibrare a arborelui și o debitare cît mai uniformă a lichidului, pistoanele sînt articulate pe arbore cu decalaj de  $180$  sau  $120^\circ$ , după cum sînt două sau trei pompe în paralel; aceste pompe se numesc *duplex* și, respectiv, *triplex*.

Cilindrul pompelor cu piston este, de obicei, vertical — la pompele mici — și orizontal la pompele mari. Este construit din fontă (pînă la presiuni de  $20 \cdot 10^5$  Pa) sau din oțel turnat pentru presiuni mai mari; pe porțiunea în care se mișcă pistonul, cilindrul este căptușit cu o cămașă din bronz, ușor de înlocuit cînd se uzează. Cilindrul este închis la capete cu capace (pompele cu simplu efect au un singur capac); capacele prin care trece tija pistonului sînt prevăzute cu cutii de etanșare. Pistonul are formă cilindrică cu nuturi și segmenti, sau formă de discuri care strîng între ele un material de etanșare. Supapele sînt piesele cele mai delicate ale pompei. Ele pot fi:

- cu clapă — pentru scopuri secundare;
- cu disc — pentru debite mici;
- inelare — pentru lichide curate;
- conice — pentru pompe cu turația mică;
- cu bilă — pentru lichide vîscoase, murdare, noroi.

O bună supapă trebuie să deschidă și să închidă repede și complet deschiderea prin care trece lichidul.

Pompele cu piston sînt acționate de o mașină de abur, de un electromotor cu reductor de viteză, sau printr-o transmisie cu curea. Pentru reglarea debitului există următoarele posibilități: a) variația vitezei (turației) motorului, cînd pompa este acționată de un electromotor; b) variația cursei pistonului; c) variația admisiei aburului, cînd pompa este acționată de o mașină de abur;

d) deschiderea unui ventil într-o conductă paralelă de circulație (by-pass). La pompele cu piston, reglarea debitului nu se poate face printr-un ventil în conducta de refulare (pericol de spargere).

În fig. 10.7 este schița unei pompe cu piston, cu dublu efect.

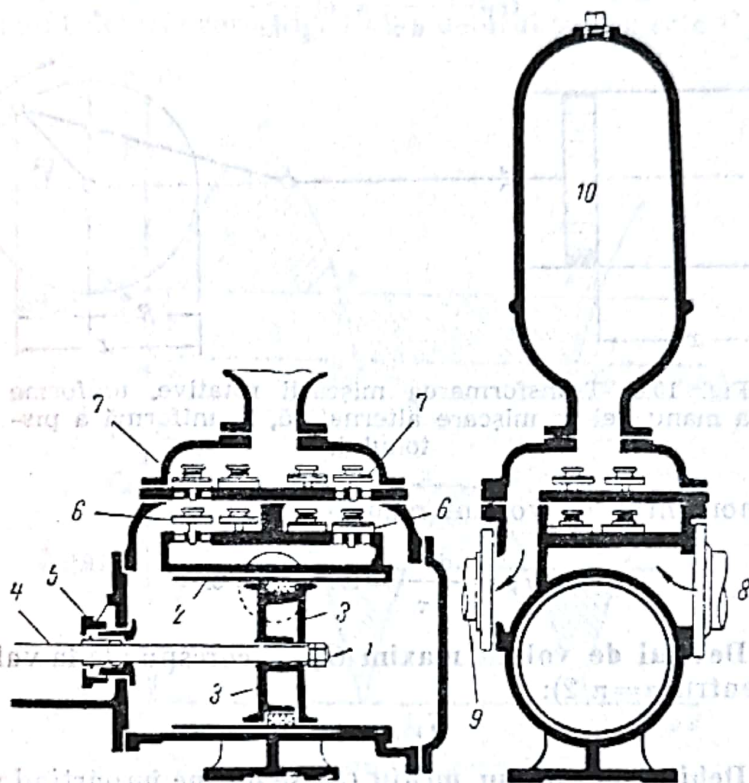


Fig. 10.7. Pompa cu piston cu dublu efect:

- 1 — cilindrul pompei; 2 — cămașa cilindrului; 3 — pistonul;  
4 — tija pistonului; 5 — prestupă; 6 — supape de admisie;  
7 — supape de evacuare; 8 — conducta de intrare; 9 — con-  
ducta de refulare; 10 — vas de amortizare.

Viteza sau turația pompelor cu piston depinde de lungimea cursei: pentru pompele cu cursa sub 300 mm, turația se alege între 60 și 160 rot/min (excepțional 250 rot/min), iar pentru pompele cu cursa mai mare decât 300 mm, se ia viteza medie a pistonului de aproximativ 0,5 m/s.

10.2.1.1. **Variația debitului la pompe cu piston.** Debitul pompelor cu mișcări alternative este pulsant și întrerupt. Fig. 10.8 arată transformarea rotației manivelei în mișcarea alternativă, cu viteză neuniformă (sinusoidală) a pistonului.

Din examinarea figurii, rezultă relațiile:

$$x = R(1 + \cos \alpha) \quad (10.24)$$

$$dx = -R \sin \alpha d\alpha \quad (10.25)$$

$$dV = A dx = AR \sin \alpha d\alpha \quad (10.26)$$

în care, pe lângă notațiile din figură,  $V$  este volumul de lichid debitat de pompă și  $A$  este aria secțiunii cilindrului.



Deoarece rotația manivelei este uniformă, cu viteza unghiulară  $\omega$ :

$$\alpha = \omega \tau \quad (10.27)$$

în care  $\tau$  reprezintă timpul, iar

$$G_V = \frac{dV}{d\tau} = \omega \frac{dV}{d\alpha} \quad (10.28)$$

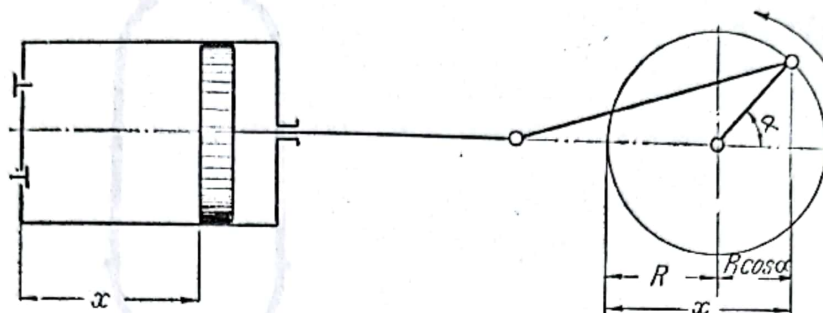


Fig. 10.8. Transformarea mișcării rotative, uniforme a manivelei în mișcare alternativă, neuniformă a pistonului.

este debitul momentan de volum, rezultă

$$G_V = \frac{dV}{d\tau} = \omega AR \sin \alpha \quad (10.29)$$

10.2.1.2. Debitul de volum maxim  $G_{V,M}$  corespunde la valoare maximă a lui  $\sin \alpha$  (pentru  $\alpha = \pi/2$ ):

$$G_{V,M} = \omega AR \quad (10.30)$$

10.2.1.3. Debitul de volum mediu  $G_V$  se obține împărțind volumul  $V$  de lichid pompat în cursa utilă a pistonului (cînd  $\alpha$  variază de la 0 la  $\pi$ ),

$$V = AR \int_0^{\pi} \sin \alpha d\alpha = - \left| AR \cos \alpha \right|_0^{\pi} = 2AR \quad (10.31)$$

la duratăa unei rotații a manivelei,  $\tau = 2\pi/\omega$ .

Deci debitul de volum mediu este:

$$\bar{G}_V = \frac{2AR}{\frac{2\pi}{\omega}} = \frac{\omega AR}{\pi} = 0,138 G_{V,M} \quad (10.32)$$

Din ecuația (10.29) rezultă că debitul momentan al pompelor cu simplu efect variază după o curbă sinusoidală (numai partea pozitivă a sinusoidei), avînd un maxim de  $\omega AR$  pentru  $\alpha = 2k\pi + \pi/2$ ,  $k$  fiind un număr întreg. Fig. 10.9, a arată fluctuațiile debitului pompelor cu simplu efect, în funcție de timp; debitul este pulsant și întrerupt.

Pentru caracterizarea neuniformității debitului, s-a definit factorul de neuniformitate prin ecuația

$$\delta = \frac{G_M - G_m}{\bar{G}} \quad (10.33)$$

în care:  $G_M, G_m, \bar{G}$  sînt debitele maxim, minim și mediu ale pompei.

Pentru pompele cu simplu efect

$$\delta = \frac{G_{v,M} - 0}{0,318 G_{v,M}} = 3,14 \quad (10.34)$$

La pompele cu dublu efect, debitul este pulsat dar neîntrerupt, atingînd numai un moment debitul zero (fig. 10.9); debitul mediu este  $G_v = 0,636 G_{v,M}$ ,

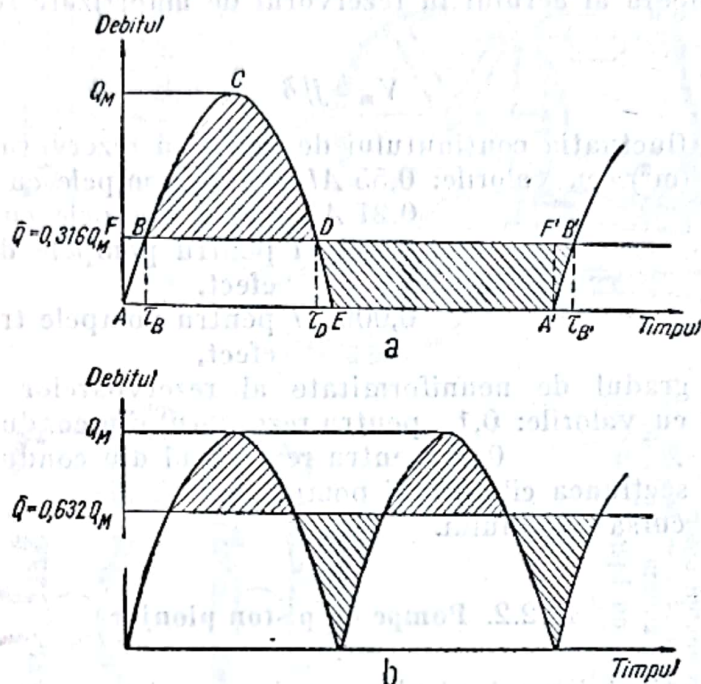


Fig. 10.9. Variația debitului pompelor cu piston:  
a — la pompe cu simplu efect; b — la pompele cu dublu efect.

(dublul celui al pompelor cu simplu efect). Factorul de neuniformitate al pompelor cu dublu efect este:

$$\delta = \frac{G_{v,M} - 0}{0,636 G_{v,M}} = 1,57 \quad (10.35)$$

adică jumătate decât al celor cu simplu efect.

Pompele duplex și triplex ameliorează și mai mult neuniformitatea debitului.

**10.2.1.4. Rezervoarele de amortizare sau camerele pneumatice** servesc și ele pentru atenuarea pulsațiilor și a efectelor dăunătoare. Ele sînt montate în conducta de aspirație și în conducta de refulare, cît mai aproape de supapele pompei. Funcționarea lor se bazează pe efectul amortizant al unei perne de aer care este comprimat atunci cînd debitul de lichid din amonte este mai mare și se destinde cînd debitul de lichid este mai mic decît în aval.

Rezervorul de amortizare din conducta de refulare, în funcționare ideală, ar trebui să transforme debitul pulsat al pompei, reprezentat în fig. 10.9 prin partea pozitivă a unei sinusoide, într-un debit constant corespunzînd unui dreptunghi de aerie echivalentă:

$$\text{aria } ABCDEA = \text{aria } AFF'A'A.$$



În intervalul de timp dintre  $\tau_B$  și  $\tau_D$ , debitul pompei este mai mare decât debitul mediu; diferența se acumulează în rezervorul de amortizare, comprimând aerul din rezervor, și este evacuată în intervalul de timp dintre  $\tau_D$  și  $\tau_B$ , când debitul de pompare este mai mic decât debitul mediu.

Rezervorul de amortizare din conducta de aspirație funcționează în mod asemănător.

Volumul mediu al aerului în rezervorul de amortizare se calculează cu formula

$$V_m = j / \delta$$

în care:  $j$  este fluctuația conținutului de lichid în rezervorul de amortizare ( $m^3$ ), cu valorile: 0,55  $Al$  pentru pompele cu simplu efect,  
0,21  $Al$  pentru pompele cu dublu efect,  
0,042  $Al$  pentru pompele duplex cu dublu efect,  
0,009  $Al$  pentru pompele triplex cu simplu efect,

$\delta$  — gradul de neuniformitate al rezervoarelor de amortizare, cu valorile: 0,1 pentru rezervorul din conducta de aspirație  
0,05 pentru rezervorul din conducta de refulare;

$A$  — secțiunea cilindrului pompei,  $m^2$ ;

$l$  — cursa pistonului.

### 10.2.2. Pompe cu piston plonjor

Un inconvenient important al pompelor cu piston este etanșarea interioară între piston și peretele cilindrului; pentru remedierea unei etanșeități defectuoase este necesară demontarea pompei; tot din cauza etanșării interioare, pompele cu piston nu pot fi folosite pentru lichide cu materii în suspensie. Pompele cu piston plonjor (plunger) nu au aceste inconveniente.

Pistonul plonjor este un corp cilindric, care prin volumul lui relativ mare înlocuiește pistonul în rolul lui de a mări și micșora alternativ volumul liber al camerei de pompare. Etanșarea se face printr-o cutie de etanșare, montată în corpul cilindrului, ușor de strâns sau de schimbat garnitura, din exterior. Pompele cu piston plonjor mai au avantajul că supapele pot fi montate oriunde pe peretele camerei de pompare. În fig. 10.10 sînt prezentate schițele unor pompe cu piston plonjor.

### 10.2.3. Pompa cu piston lichid

Aceste pompe servesc pentru pomparea lichidelor corosive. Pistonul sau pistonul plonjor și camera de pompare sînt protejate de acțiunea corosivă a lichidului pompat printr-o pernă de lichid protector — de exemplu ulei de parafină — necorosiv și nemiscibil cu lichidul pompat. În fig. 10.11 se vede principiul de funcționare al acestor pompe, iar în fig. 10.12, schița unei pompe folosite pentru pomparea acizilor.

Același principiu este folosit și pentru pomparea lichidelor calde. Pistonul sau pistonul plonjor acționează într-o cantitate de lichid pompat care rămîne

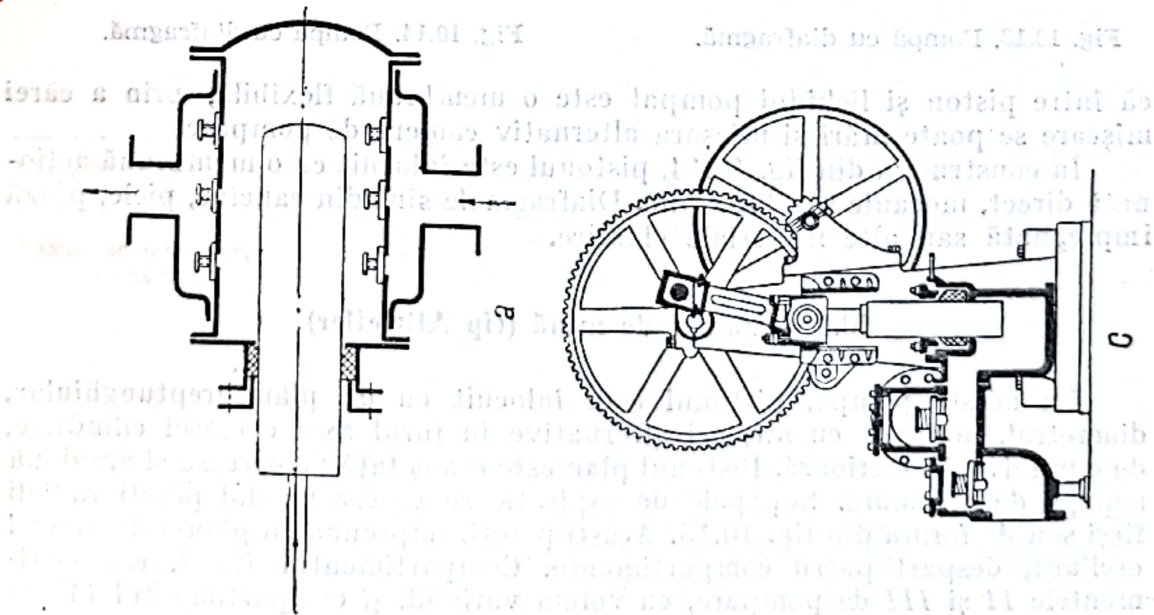


Fig. 10.10. Pompe cu piston plonjor:  
a — pompă cu simplu efect; b —  
pompă cu dublu efect; c — pompă tri-  
plex cu simplu efect.

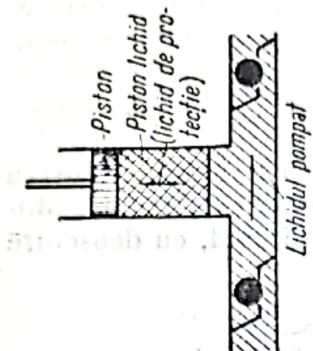


Fig. 10.11. Principiul pompei cu piston lichid.

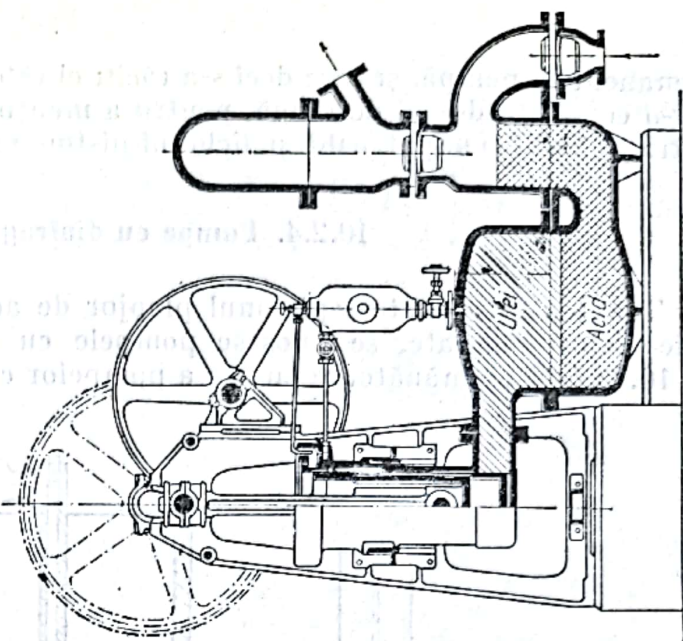


Fig. 10.12. Pompă cu piston lichid.



permanent în pompă, și care deci s-a răcit; el este în contact cu lichidul cald într-o conductă destul de lungă, pentru a menține diferența de temperatură dintre lichidul pompat cald și lichidul-piston rece.

#### 10.2.4. Pompe cu diafragmă

Tot pentru a proteja pistonul plonjor de acțiunea corosivă sau erosivă a lichidelor pompate, se folosesc pompele cu diafragmă. Construcția din fig. 10.13 este asemănătoare cu cea a pompelor cu piston lichid, cu deosebire

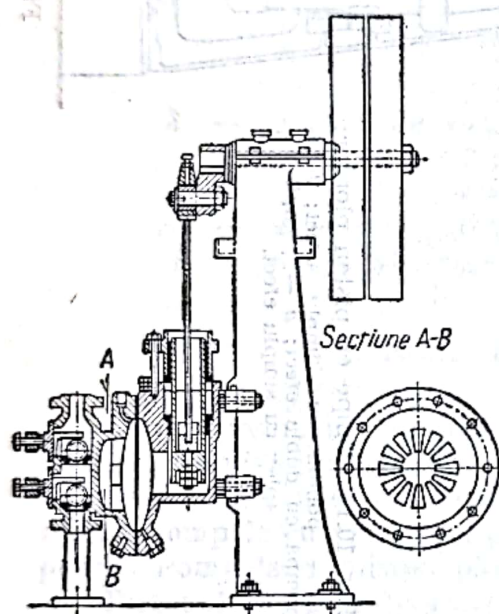


Fig. 10.13. Pompă cu diafragmă.

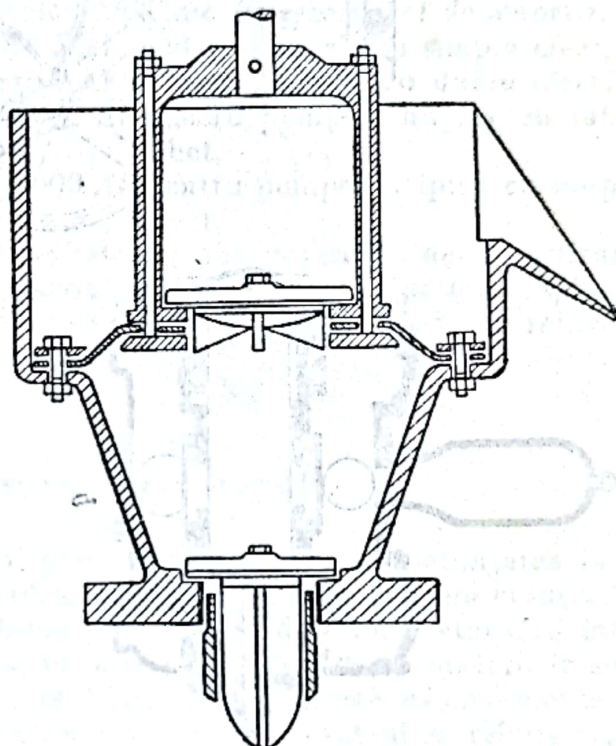


Fig. 10.14. Pompă cu diafragmă.

că între piston și lichidul pompat este o membrană flexibilă, prin a cărei mișcare se poate mări și micșora alternativ camera de pompare.

În construcția din fig. 10.14, pistonul este înlocuit cu o membrană acționată direct, mecanic sau hidraulic. Diafragmele sînt din cauciuc, piele, pînză impregnată sau alte materiale elastice.

#### 10.2.5. Pompe de mină (tip Allweiler)

La aceste pompe, pistonul este înlocuit cu un plan dreptunghiular, diametral, acționat cu mișcări alternative în jurul axei carcasi cilindrice, de o manivelă exterioară. Pistonul plan este etanș față de carcasă și are două supape de evacuare. Supapele de aspirație se găsesc pe doi pereți radiali fieși sau de forma din fig. 10.15. Acești pereți, împreună cu planul diametral oscilant, despart patru compartimente. Compartimentul fix I, compartimentele II și III de pompare, cu volum variabil, și compartimentul IV —

cu volum constant — de refulare. La mișcarea manivelei spre dreapta, supapa de aspirație din stînga și cea de evacuare din dreapta se deschid; lichidul pătrunde din compartimentul *I* în *II* și din compartimentul *III* în *IV* și, mai departe, în conducta de refulare. La cursa următoare a manivelei, spre stînga, rolul supapei se schimbă simetric. În tabelul 10.2 sînt indicate cîteva caracteristici ale pompelor *Allweiler* de diferite mărimi (numere).

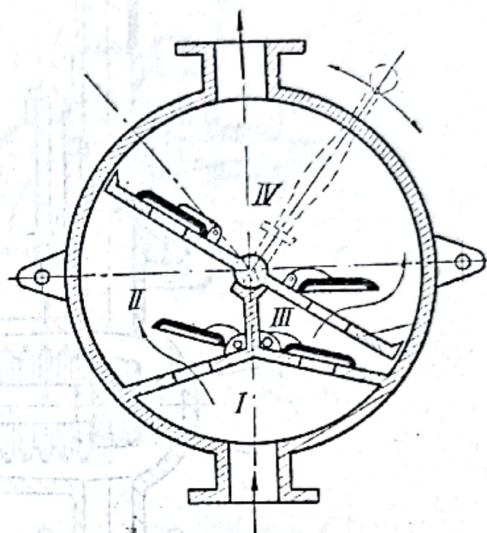


Fig. 10.15. Pompa de mină *Allweiler*.

Tabelul 10.2

Caracteristicile pompelor *Allweiler*

| Numărul pompei                  | 0   | 1   | 2  | 3     | 4     | 5     | 6     | 7   | 8   | 9     | 10  |
|---------------------------------|-----|-----|----|-------|-------|-------|-------|-----|-----|-------|-----|
| Diametrul racordurilor<br>mm    | 13  | 20  | 25 | 32    | 32    | 38    | 38    | 50  | 50  | 65    | 76  |
| Țoli                            | 1/2 | 3/4 | 1  | 1 1/4 | 1 1/4 | 1 1/2 | 1 1/2 | 2   | 2   | 2 1/2 | 3   |
| Debitul, l/min                  | 20  | 30  | 40 | 50    | 70    | 90    | 110   | 140 | 185 | 245   | 280 |
| Viteza de pompare,<br>curse/min | 104 | 100 | 88 | 82    | 80    | 72    | 58    | 56  | 52  | 46    | 40  |

#### 10.2.6. Pompe dozatoare

Pompele dozatoare servesc pentru livrarea unui debit constant, cunoscut și reglabil de lichid; unele pompe dozatoare, montate mai multe pe același arbore motor, livrează lichide diferite în debite reglabile independent. Aceste pompe, mult folosite, în stații pilot și în industrie, sînt pompe cu piston, la care cursa pistonului poate fi variată cu precizie.



În fig. 10.16 este reprezentată schița unei pompe dozatoare din sticlă (duran), în care pistonul este înlocuit printr-un burduf din material elastic (teflon) acționat de o tijă cu cursă variabilă. Cele patru mărimi de pompe dau debite între 0 și 720 dm<sup>3</sup>/h, la presiunea efectivă de  $3,5 \cdot 10^5$  Pa. Temperatura maximă de lucru este de 100°C.

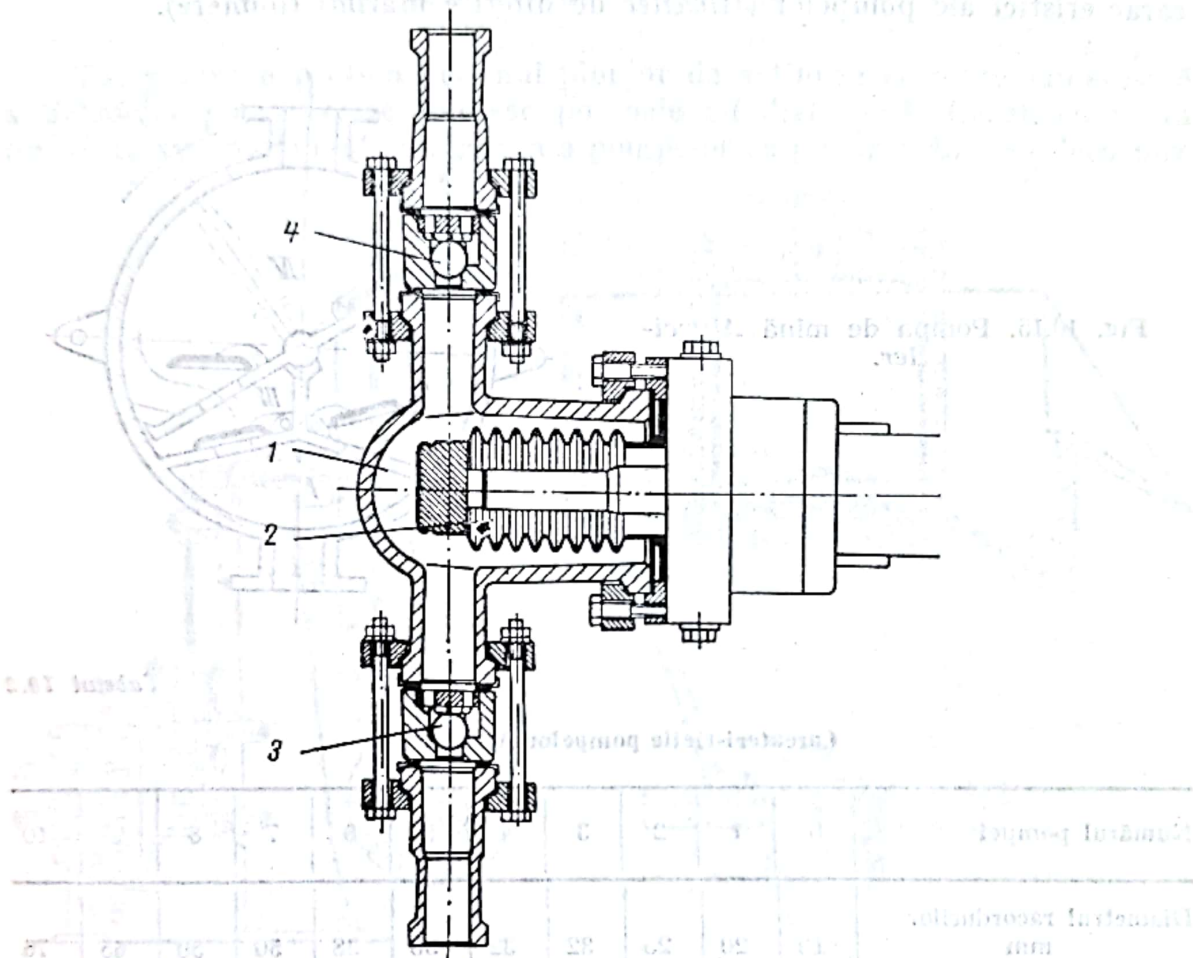


Fig. 10.16. Pompă dozatoare din sticlă (Schott-Mainz):

1 — camera de pompare; 2 — burduf; 3 — ventil de aspirație; 4 — ventil de refulare.

### 10.3. Pompe centrifuge

La pompele cu piston, aspirația și evacuarea lichidului sînt efectele mișcării alternative a pistonului în camera de pompare; tot mișcarea pistonului, prin presiunea și depresiunea create în cilindru, determină închiderea și deschiderea supapelor, lichidul avînd o mișcare intermitentă, pulsată.

La pompele centrifuge, lichidul curge printr-un rotor care îi imprimă forță centrifugă; ca urmare, lichidul este transportat de la intrarea în pompă la ieșire; în timpul trecerii prin pompă presiunea și viteza lichidului cresc. Mișcarea continuă a rotorului determină o mișcare continuă, fără pulsații, a lichidului în interiorul pompei și în conducte. Supapele lipsesc. La pompele

care aspiră lichidul dintr-un puț, se folosește un sorb cu supapă pentru a menține pompa și conducta de aspirație pline cu lichid când pompa este în repaus.

Cea mai simplă pompă centrifugă (fig. 10.17) are un rotor cu palete, învârtit cu turație mare de un arbore cuplat la un electromotor, la o turbină

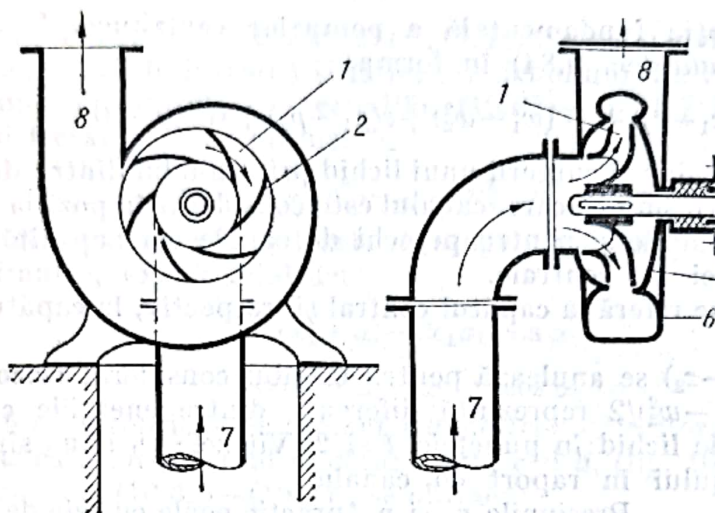


Fig. 10.17. Pompa centrifugă:

1 — rotor; 2 — palete; 3 — arbore; 4 — cutie de etanșare; 5 — carcasă; 6 — canal (mele) colector; 7 — racord de intrare; 8 — racord de ieșire.

sau la o transmisie cu curea. Rotorul este închis într-o carcasă având, axial, racordul de aspirație; arborele se sprijină pe unul sau două lagăre. Periferia carcasei formează canalul de colectare — în formă de mele — care conduce lichidul către racordul 1 de refulare situat tangențial pe carcasă.

Lichidul este aspirat prin racordul axial, pătrunde în rotor care îl antrenează în mișcarea sa de rotație, trece prin canalele formate între paletele rotorului, ca efect al forței centrifuge produsă prin învârtirea lichidului în rotor, este colectat în canalul carcasei și dirijat spre racordul de refulare.

În lungul canalului dintre palete, viteza lichidului, și deci energia sa cinetică, crește; la ieșirea din rotor, energia cinetică se transformă parțial în energie de presiune.

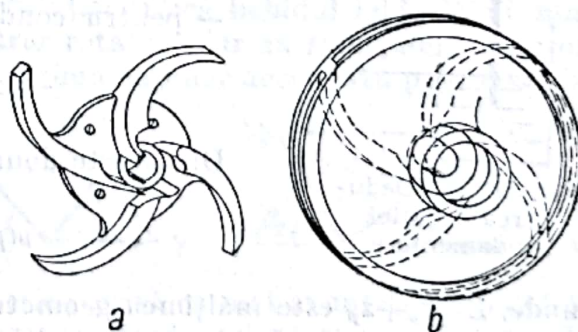


Fig. 10.18. Rotor deschis (a) și rotor închis (b).

Rotorul poate fi deschis sau închis (fig. 10.18). Rotorul deschis este un disc pe care sînt prinse capetele centrale ale paletelor; paletele se respiră libere către periferie. Rotorul închis este format din două discuri paralele



(unul fixat pe arborele pompei, iar celălalt are o deschidere centrală pentru intrarea lichidului), între care sînt prinse paletetele curbate, fără ca acestea să depășească circumferința discurilor.

### 10.3.1. Teoria pompelor centrifuge

10.3.1.1. Ecuația fundamentală a pompelor centrifuge. Se adaptează ecuația lui Bernoulli (ec. 8.84) în forma:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + v(p_1 - p_2) + W - F = 0 \quad (10.36)$$

pentru cazul particular al curgerii unui lichid prin canalul dintre două palete ale rotorului. Pentru simplificare, canalul este considerat în poziția orizontală; rezultatele sînt valabile și pentru perechi de canale care au altă orientare, din cauza simetriei lor centrale.

Indicii 1 și 2 se referă la capătul central și, respectiv, la capătul periferic al canalului.

Diferența  $(z_1 - z_2)$  se anulează pentru canalul considerat orizontal.

Termenul  $(w_1^2 - w_2^2)/2$  reprezintă diferența dintre energiile cinetice ale unității de masă de lichid în punctele 1 și 2. Vitezele  $w_1$  și  $w_2$  sînt vitezele relative ale lichidului în raport cu canalul.

Presiunile  $p_1$  și  $p_2$ , practic egale cu cele de la intrarea și ieșirea pompei, se deduc aplicînd ecuația lui Bernoulli pentru conducta de aspirație (înălțime  $z_s$ , viteza  $c_1$ ) și pentru cea de refulare (înălțime  $z_p$ , viteza  $c_2$ ). Pompele centrifuge se construiesc în așa fel încît viteza din conducta de aspirație să fie egală cu cea de la intrarea în rotor, iar viteza de la ieșirea din rotor să fie egală cu cea din conducta de refulare. Neglijînd frecarea pe aceste porțiuni de conductă și considerînd că pompa aspiră lichidul dintr-un rezervor la presiunea atmosferică  $p_a$  și îl refulază într-un alt rezervor tot la presiunea atmosferică (fig. 10.19), se obține:

— pentru conducta de aspirație:

$$-gz_s - \frac{c_1^2}{2} + v(p_a - p_1) = 0 \quad (10.37)$$

— pentru conducta de refulare:

$$-gz_p + \frac{c_2^2}{2} + v(p_2 - p_a) = 0 \quad (10.38)$$

Din aceste două ecuații rezultă:

$$v(p_1 - p_2) = -gz + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (10.39)$$

unde,  $Z = z_s + z_p$  este înălțimea geometrică de pompare.

Forța centrifugă care se dezvoltă pe unitatea de masă a lichidului în mișcare, pe un cerc cu raza  $R$ , este  $\omega^2 R$ , iar energia pentru deplasarea acestei mase cu  $dR$  — pe direcția razei — este:

$$dW = \omega^2 R dR \quad (10.40)$$

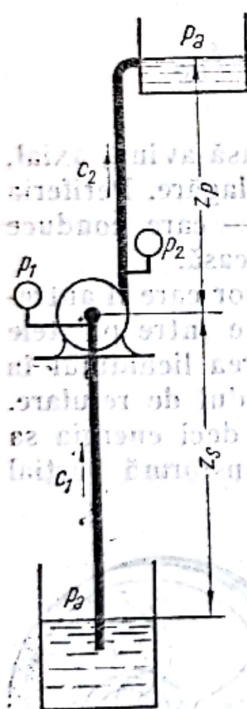


Fig. 10.19. Deducerea ecuației fundamentale.



Pentru deplasarea pe întreagă lungime a canalului, energia necesară unității masei de lichid este:

$$W = \int_{R_1}^{R_2} \omega^2 R dR = \frac{1}{2} \omega^2 (R_2^2 - R_1^2) = \frac{1}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad (10.41)$$

În aceste ecuații  $\omega$  este viteza unghiulară a rotorului, iar  $u_1$  și  $u_2$  sînt vitezele tangențiale la intrarea și la ieșirea lichidului din rotor.

Înlocuind rezultatele din ecuațiile (10.37)–(10.41) în ecuația (10.36) și neglijînd frecarea  $F$ , se obține:

$$(w_1^2 - w_2^2) - (c_1^2 - c_2^2) - (u_1^2 - u_2^2) = 2gz \quad (10.42)$$

Pe de altă parte, între vitezele  $u$  (tangențială),  $w$  (în direcția canalului) și  $c$  (rezultantă), există relațiile:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1 \quad (10.43)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2 \quad (10.44)$$

care rezultă din proprietățile geometrice ale triunghiurilor construite cu vitezele  $c$ ,  $u$ ,  $w$  ca laturi,  $\alpha$  fiind unghiul dintre  $c$  și  $u$ , (fig. 10.20).

Din ecuațiile (10.42)–(10.44), se obține:

$$Z = \frac{c_2u_2 \cos \alpha_2 - c_1u_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (10.45)$$

și, pentru că pompele centrifuge obișnuite se construiesc cu  $\alpha_1 \approx 90^\circ$  și fiindcă  $c_1$  și  $u_1$  sînt mici în comparație cu  $c_2$  și  $u_2$ , ecuația (10.45) se reduce la:

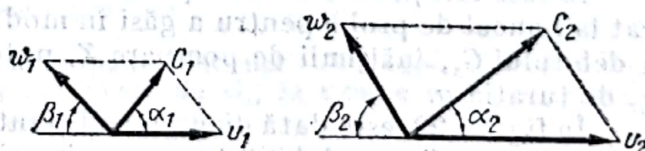
$$Z = \frac{c_2u_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (10.46)$$

care este considerată ecuația fundamentală a pompelor centrifuge.

**10.3.1.2. Influența unghiului  $\beta_2$ , dintre tangenta la paletă (în punctul periferic al rotorului) și sensul negativ al tangentei la rotor (în același punct).** În fig. 10.20 sînt arătate mai multe forme de palete avînd același unghi  $\beta_1$ , însă diferite unghiuri  $\beta_2$ : paletele  $A$ ,  $B$ ,  $C$  cu  $\beta_2 < 90^\circ$  sînt curbate în sensul contrar rotației rotorului, paleta  $D$  se termină radial ( $\beta_2 = 90^\circ$ ), iar paletele  $E$  și  $F$  sînt curbate în sensul rotației ( $\beta_2 > 90^\circ$ ).

Paletele  $E$ ,  $F$  curbate în sensul rotației ridică lichidul la înălțimi mai mari decît cele curbate în sensul contrar rotației, dar au randament inferior din cauza formării vârtejurilor, prin imprimarea unor accelerații prea mari în

Fig. 10.20. Compunerea vitezelor.



canalul (mai scurt) dintre palete. Practica arată ca mai avantajoase paletele curbate în sensul opus sensului de rotație și avînd unghiul  $\beta_2$  cuprins între  $25$  și  $50^\circ$ .

În considerațiile precedente au intervenit mărimi referitoare la punctele 1 și 2 de la extremitățile paletelor. Între cele două extremități, paletele se con-



struiesc astfel încît accelerarea lichidului să fie constantă pe toată lungimea canalului dintre palete. De obicei se construiesc palete în forma unui arc de cerc sau a unei curbe formată din două arce de cerc racordate. Alte forme de palete, după curbe mai complicate, nu s-au dovedit superioare.

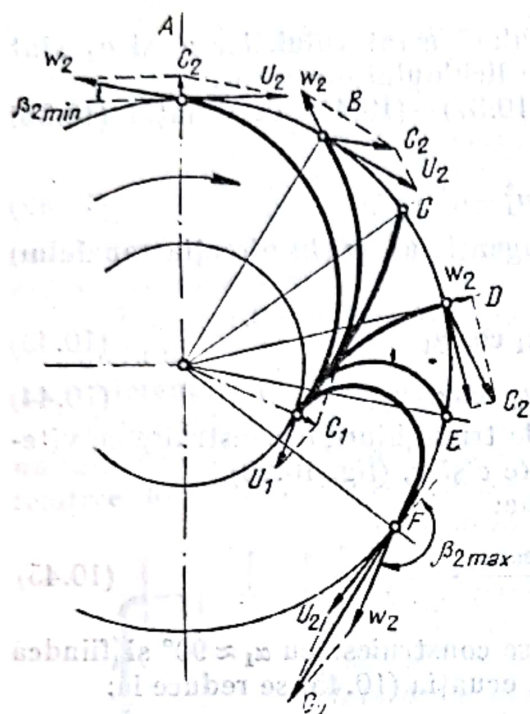


Fig. 10.21. Palete cu valori diferite ale unghiului  $\beta_2$ .

Puterea pompei fiind proporțională cu produsul  $GZ$  între debitul pompei și înălțimea de pompare, rezultă că puterea pompei, este proporțională cu puterea a treia a turației.

Deci, rezumînd:

$$\left. \begin{aligned} G &\sim n \\ Z &\sim n^2 \\ N &\sim n^3 \end{aligned} \right\} \quad (10.47)$$

Aceste relații sînt numai aproximative. Fiecare tip de pompă este încercat la bancul de probă pentru a găsi în mod experimental dependența exactă a debitului  $G$ , înălțimii de pompare  $Z$ , puterii necesare  $N$  și randamentului  $\eta$ , de turația  $n$ .

În fig. 10.22, este dată diagrama obținută la o astfel de încercare pe banc. Se poate verifica valabilitatea aproximativă a relațiilor (10.47) — (10.49). Randamentul  $\eta$  trece printr-o valoare maximă care indică și valorile optime ale parametrilor pentru funcționarea pompei încercate.

Pentru practică, alegerea unei pompe centrifuge se pune în modul următor: înălțimea de pompare este fixată de locul particular în care funcționează pompa; înălțimea manometrică  $W/g$ , din ecuația lui Bernoulli,

Pentru cazul special, cînd pompa trebuie să ridice la înălțimi mici debite mari de lichid, sînt avantajoase pompele cu împingerea axială, la care paletele sînt elicoidale (în formă de șurub).

**10.3.1.3. Comportarea pompelor centrifuge în funcționare.** În funcționarea pompelor centrifuge apar relații de interdependență între: debitul  $G$ , înălțimea de pompare  $Z$ , puterea  $N$  și turația  $n$ .

Din paralelogramul vitezelor (fig. 10.20), rezultă că pentru palete de aceeași formă (aceleași unghiuri  $\alpha$  și  $\beta$ ), creșterea debitului — adică creșterea vitezei  $c$  — implică și creșterea vitezelor  $u$  și  $w$ ; deci debitul unei pompe este proporțional cu turația.

Existînd proporționalitate între viteză și turație, și — de asemenea — proporționalitate între înălțimea de pompare  $Z$  și produsul  $c \cdot u$  (v. ecuația 10.46), rezultă că înălțimea de pompare este proporțională cu pătratul turației.

depinde de viteza, adică de debitul lichidului; pe de altă parte, motorul sau turbina care acționează pompa se alege pe alte considerații, astfel încât turația este impusă. În aceste condiții, este necesar să se cunoască, prin încercare la bancul de probă, variația înălțimii de pompare, a puterii și a randamentului, în funcție de debit, la turație considerată. Rezultatul este o diagramă ca aceea din fig. 10.23, numită *diagrama caracteristicilor de funcționare*.

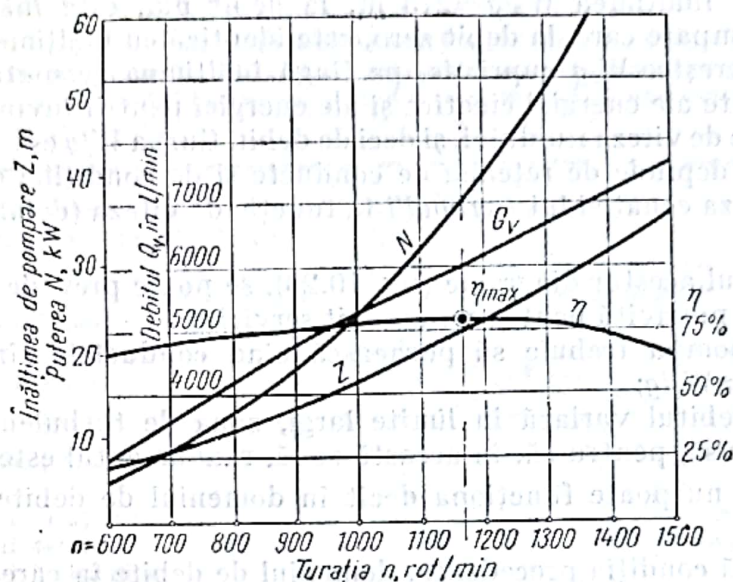


Fig. 10.22. Variația parametrilor  $G_v$ ,  $Z$ ,  $N$  și  $\eta$  în funcție de  $n$ .

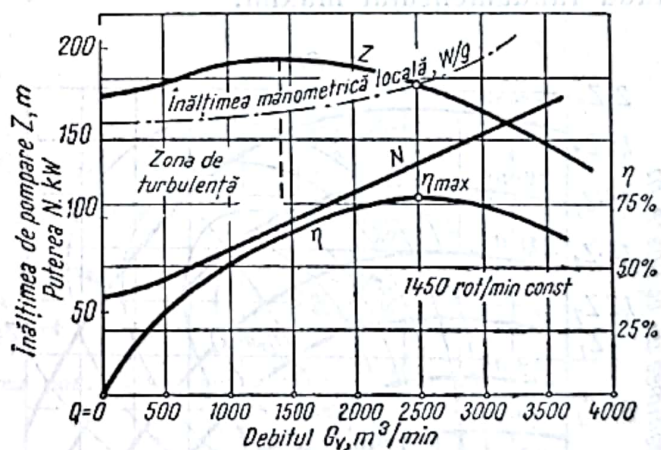


Fig. 10.23. Diagrama caracteristicilor de funcționare  $Z$ ,  $N$ ,  $\eta$  în funcție de  $G_v$ , la turație  $n$  constantă.

**Curba  $Z$ .** Cu ventilul din conducta de refulare închis ( $G=0$ ), înălțimea de pompare este  $Z_0=235$  m, pompa nu debitează, energia consumată se transformă în căldură prin agitărea lichidului. Deschizând treptat ventilul, turbulența se micșorează, înălțimea de pompare crește pînă la un maxim, de la care scade din nou.



**Curba  $N$ .** Cu ventilul închis — deci la debit zero — puterea consumată este destul de mare:  $N_0=40$  kW, și crește continuu cu creșterea debitului.

**Curba  $\eta$ .** Curba randamentului pornește de la zero (la debit nul), crește pînă la un maxim și scade apoi repede.

**Curba  $W/g$ .** Pe diagramă se trasează și curba  $W/g$ , care reprezintă înălțimea manometrică, corespunzătoare locului și conductei în care va funcționa pompa. Înălțimea  $W_0/g=213$  m, la debit nul, este înălțimea manometrică de pompare care, la debit zero, este identică cu înălțimea geometrică; cînd debitul crește,  $W/g$  cuprinde, pe lîngă înălțimea geometrică, și înălțimile echivalente ale energiei cinetice și ale energiei pentru învingerea frecării, ambele funcție de viteza fluidului, și deci de debit. Curba  $W/g$  este independentă de pompă, ea depinde de rețeaua de conducte și de condițiile de curgere, se trasează pe baza ecuației lui *Bernoulli* în funcție de viteza (debitul) lichidului, ca variabilă.

Cu ajutorul acestor diagrame (fig. 10.23), se poate prevedea dacă pompa încărcată este potrivită pentru un anumit serviciu:

— dacă pompa trebuie să pornească cînd conductele sînt pline, este necesar ca  $Z_0 > W_0/g$ ;

— dacă debitul variază în limite largi, zona de turbulență trebuie să fie cît mai redusă, pentru că, în această zonă, randamentul este slab;

— pompa nu poate funcționa decît în domeniul de debite pentru care  $Z > W/g$ ;

— pe lîngă condiția precedentă, domeniul de debite în care funcționează pompa trebuie să fie în vecinătatea punctului care corespunde randamentului maxim  $\eta_{max}$ ;

— cînd pompa funcționează cu debit constant, este rațional ca acest debit să corespundă randamentului maxim.

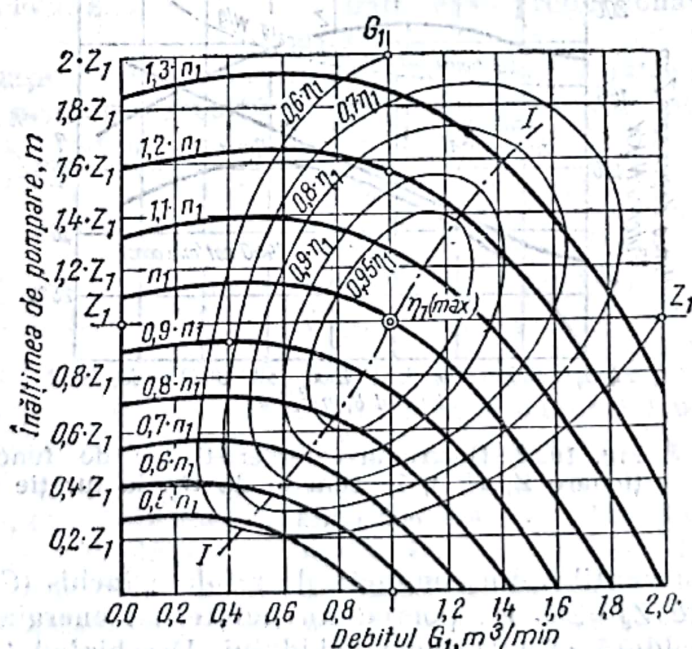


Fig. 10.24. Diagrama generală a caracteristicilor pompei.

Diagramele din fig. 10.22 și fig. 10.23 se întocmesc pentru fiecare pompă. Diagrama generală din fig. 10.24 este valabilă, cu aproximație satisfăcătoare, pentru toate pompele cu palete de aceeași formă. Aceste diagrame generale arată cum variază: a) turația  $n$ , b) înălțimea (manometrică) de pompare  $Z$ , c) debitul  $G$  și randamentul  $\eta$ , când pompa funcționează în alte condiții decât cele optime  $n_1, Z_1, G_1$ , corespunzătoare randamentului  $\eta_1$ .

Exemplul următor ilustrează utilizarea diagramei din fig. 10.23.

*Exemplu.* Cunoșcând parametrii optimi de funcționare ale unei pompe centrifuge pentru care este valabilă diagrama din fig. 10.24, să se arate ce devin acești parametri și puterea pompei, când turația crește la 1 600 rotații pe minut și când turația scade la 1 300 rotații pe minut, menținând cel mai bun randament.

| Parametrii optimi<br>(după diagrama din fig. 10.24) |                        |                 |       |                     |
|-----------------------------------------------------|------------------------|-----------------|-------|---------------------|
| 1                                                   | Turația                | $n_1$           | 1 460 | rot/min             |
| 2                                                   | Debitul                | $G_1$           | 0,600 | m <sup>3</sup> /min |
| 3                                                   | Înălțimea de pompare   | $Z_1$           | 35    | m                   |
| 4                                                   | Randamentul maxim      | $\eta_1$        | 76    | %                   |
| 5                                                   | Puterea pompei         | $N_1$           | 4,52  | kW                  |
| Dată                                                |                        |                 |       |                     |
| Dată                                                |                        |                 |       |                     |
| Dată                                                |                        |                 |       |                     |
| Dată                                                |                        |                 |       |                     |
| Obs. 1                                              |                        |                 |       |                     |
| a) Creșterea turației                               |                        |                 |       |                     |
| 6                                                   | Turația                | $n_a$           | 1 600 | rot/min             |
| 7                                                   | Raportul turațiilor    | $n_a/n_1$       | 1,1   | Adimens.            |
| 8                                                   | Raportul debitelor     | $G_a/G_1$       | 1,1   | Adimens.            |
| 9                                                   | Raportul înălțimilor   | $Z_a/Z_1$       | 1,2   | Adimens.            |
| 10                                                  | Raportul randamentelor | $\eta_a/\eta_1$ | 0,98  | Adimens.            |
| 11                                                  | Debitul                | $G_a$           | 0,660 | m <sup>3</sup> /min |
| 12                                                  | Înălțimea de pompare   | $Z_a$           | 42    | m                   |
| 13                                                  | Randamentul            | $\eta_a$        | 74,5  | %                   |
| 14                                                  | Puterea pompei         | $N_a$           | 6,10  | kW                  |
| Obs. 1                                              |                        |                 |       |                     |
| b) Scăderea turației                                |                        |                 |       |                     |
| 15                                                  | Turația                | $n_b$           | 1 300 | rot/min             |
| 16                                                  | Raportul turației      | $n_b/n_1$       | 0,9   | Adimens.            |
| 17                                                  | Raportul debitelor     | $G_b/G_1$       | 0,9   | Adimens.            |
| 18                                                  | Raportul înălțimilor   | $Z_b/Z_1$       | 0,8   | Adimens.            |
| 19                                                  | Raportul randamentelor | $\eta_b/\eta_1$ | 0,98  | Adimens.            |
| 20                                                  | Debitul                | $G_b$           | 0,540 | m <sup>3</sup> /min |
| 21                                                  | Înălțimea de pompare   | $Z_b$           | 28    | m                   |
| 22                                                  | Randamentul            | $\eta_b$        | 74,5  | %                   |
| 23                                                  | Puterea pompei         | $N_b$           | 3,31  | kW                  |
| Obs. 1                                              |                        |                 |       |                     |

Obs. 1. Puterea pompei se calculează cu relația:

$$N = \frac{GZg\rho}{\eta} W \quad (10.48)$$

care, cu unitățile folosite în acest exemplu, ia forma:

$$N = \frac{\frac{G}{60} Zg\rho}{1000 \frac{\eta}{100}} \frac{GZg\rho}{600\eta} \text{ kW} \quad (10.49)$$

**10.3.1.4. Turația specifică.** Debitul unei pompe centrifuge este egal cu produsul între aria (cilindrică) prin care lichidul iese din rotor (egală cu cir-



cumferința exterioară a rotorului  $\pi D_2$  înmulțită cu lățimea paletelor  $b_2$ ) și viteza (radială)  $c_2$  a lichidului la ieșirea din rotor.

$$G_v = \pi D_2 b_2 c_2, \quad (10.50)$$

iar înălțimea de pompare (ecuația 10.46):

$$Z = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (10.51)$$

Pentru o pompă geometric asemenea,

$$G'_v = \pi D'_2 b'_2 c'_2 \quad (10.52)$$

$$Z' = \frac{c'_2 u'_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (10.53)$$

Dacă  $a$  este factorul de asemănare geometrică, definit prin:

$$a = \frac{D_2}{D'_2} = \frac{b_2}{b'_2} \quad (10.54)$$

Notind cu  $n$  și  $n'$  turațiile celor două pompe asemenea, rezultă

$$\frac{c_2}{c'_2} = \frac{u_2}{u'_2} = \frac{n D'_2}{n' D_2} = a \frac{n}{n'} \quad (10.55)$$

Din ecuațiile (10.50) – (10.55), se obține:

$$\frac{G_v}{G'_v} = a^3 \frac{n}{n'} \quad (10.56)$$

$$\frac{Z}{Z'} = a^2 \left( \frac{n}{n'} \right)^2 \quad (10.57)$$

Eliminînd pe  $a$  din aceste două ecuații, rezultă:

$$a = \left( \frac{G_v}{G'_v} \frac{n}{n'} \right)^{1/3} \quad (10.58)$$

$$\frac{Z}{Z'} = \left( \frac{G_v}{G'_v} \right)^{2/3} \left( \frac{n}{n'} \right)^{4/3} \quad (10.59)$$

sau

$$\frac{n'}{n} = \left( \frac{G_v}{G'_v} \right)^{1/2} \left( \frac{Z'}{Z} \right)^{3/4} \quad (10.60)$$

În forma

$$\frac{n G_v^{1/2}}{Z^{3/4}} = \frac{n' G_v'^{1/2}}{Z'^{3/4}} = \text{const.} \quad (10.61)$$

grupul de mărimi apare ca un criteriu de asemănare a pompelor centrifuge, de construcție geometric asemenea.

Se obișnuiește a se lua pentru comparație o pompă imaginară care îndeplinește condițiile: 1) asemănarea geometrică a construcției, 2) înălțimea de pompare  $Z_1=1$  m, 3) debitul lichidului (apa)  $G'_v=0,075$  m<sup>3</sup>/s, corespunzând la puterea de  $1 \times 75$  kgf m/s, adică la 1 CP ( $=735$  W).

Turația acestor pompe standard de comparație, rezultată din ecuația (10.61)

$$n_s = n \left( \frac{G_v}{G'_v} \right)^{1/2} \left( \frac{Z'}{Z} \right)^{3/4} = n \left( \frac{G_v}{0,075} \right)^{1/2} \left( \frac{1}{Z} \right)^{3/4} \quad (10.62)$$

sau

$$n_s = 3,65n \frac{G_v^{1/2}}{Z^{3/4}} \quad (10.63)$$

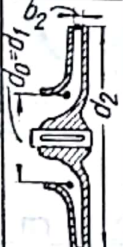
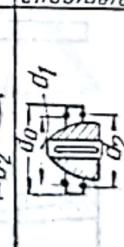
se numește *turația specifică a pompei* cu parametrii  $n$ ,  $G_v$ ,  $Z$ .

În ordine descrescând a turației specifice, pompele centrifuge se clasifică în:

|                           | rot/min                   |
|---------------------------|---------------------------|
| — pompe lente             | cu $n_s = 40 \dots 80$    |
| — pompe normale           | cu $n_s = 80 \dots 150$   |
| — pompe rapide            | cu $n_s = 150 \dots 300$  |
| — pompe cu rotor în șurub | cu $n_s = 300 \dots 600$  |
| — pompe elicoidale        | cu $n_s = 600 \dots 1200$ |

Valoarea turației specifice implică și unele caracteristici constructive ale pompei, dintre care câteva sînt arătate în fig. 10.25.

Fig. 10.25. Clasificarea pompelor centrifuge și caracteristicile lor constructive în funcție de turația specifică.

| Pompe centrifuge                                                                    |                                                                                     |                                                                                     | Rotorul pompei șurub                                                                 | Rotorul pompei elicoidale                                                             |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
| Rotor lent                                                                          | Rotor normal                                                                        | Rotor rapid                                                                         |                                                                                      |                                                                                       |
|  |  |  |  |  |
| $n_s = 40-80$                                                                       | $n_s = 80-150$                                                                      | $n_s = 150-300$                                                                     | $n_s = 300-600$                                                                      | $n_s = 600-1200$                                                                      |
| $\frac{d_2}{d_0} = 2,5$                                                             | $\frac{d_2}{d_0} = 2$                                                               | $\frac{d_2}{d_0} = 1,8-1,4$                                                         | $\frac{d_2}{d_0} = 1,2-1,1$                                                          | $\frac{d_2}{d_0} = 0,8$                                                               |

### 10.3.2. Pompe simple de joasă presiune

Acste pompe se construiesc pentru înălțimi de pompare pînă la 40 m. Pompa schițată în fig. 10.26 are un rotor închis, rotit de un arbore sprijinit pe un lagăr dublu, cu bile, racordul de intrare este în prelungirea axei pompei; lichidul pompat este colectat de carcasa în formă de melc, care îl dirijează către racordul de ieșire așezat tangențial. Etanșarea carcasă-arbore se face printr-o cutie de etanșare.



Intrarea unilaterală a lichidului produce o împingere axială a rotorului și o solicitare dăunătoare a lagărului. Acest inconvenient este ameliorat dacă rotorul are câteva găuri prin care se echilibrează presiunea pe cele două fețe ale rotorului. Pompele duble (cu intrarea bilaterală a lichidului) nu au acest inconvenient.

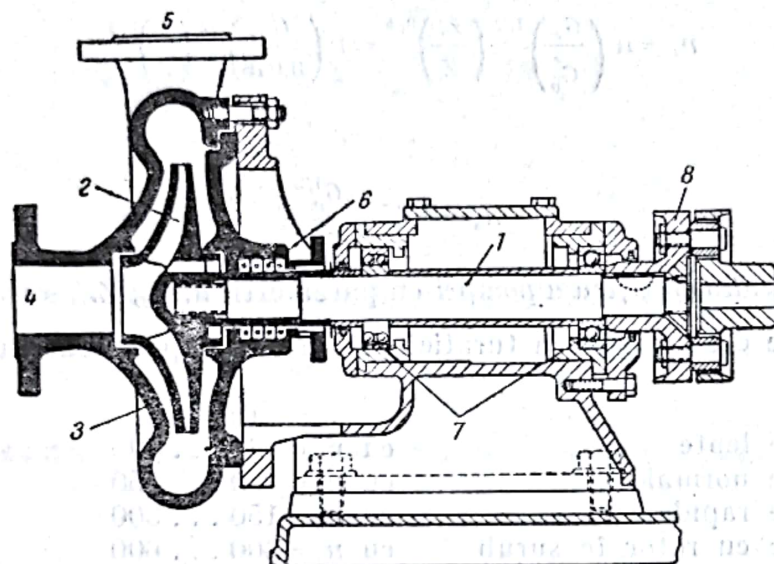


Fig. 10.26. Pompă centrifugă simplă de presiune joasă:  
1 — arbore; 2 — rotor închis; 3 — carcasă cu canal colector în formă de melc; 4 — racord de intrare; 5 — racord de ieșire; 6 — cutie de etanșare; 7 — lagăr dublu cu bile; 8 — cuplare la electromotor.

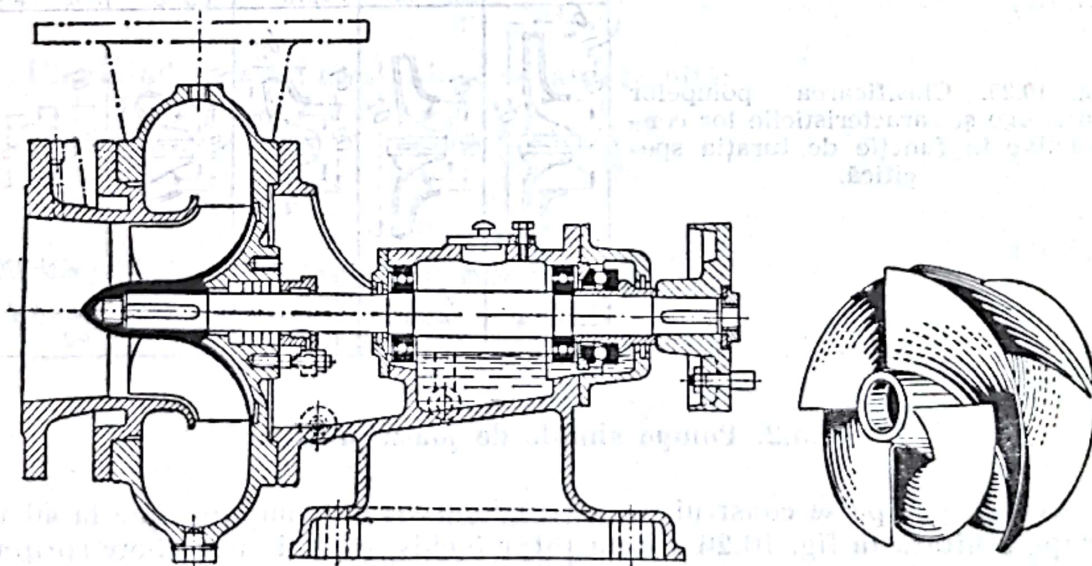


Fig. 10.27. Pompă centrifugă cu împingere axială:  
 $D_0=300$  mm;  $G=10$  m<sup>3</sup>/min;  $Z=8,5$  m;  $n=965$  rot/min;  $\eta=83\%$ . În detaliu paletele rotorului.

### 10.3.3. Pompe centrifuge cu împingere axială a lichidului

Pentru ridicarea unui debit mare de lichid, la înălțimi mici se obțin randamente superioare cu pompe având paletelor rotorului curbate în formă de șurub (suprafețele elicoidale); aceste paletel împing lichidul în direcția axială.

Paletelor pompei schițate în fig. 10.27 sînt în formă de șurub pe prima porțiune și se termină în formă normală; ele împing întii lichidul în direcția axială și apoi radial, către canalul colector, periferic. Împingerea axială asupra lagărului este suportată de un lagăr special cu bile. Randamentul depășește 80%.

### 10.3.4. Pompe centrifuge cu stator sau pompe turbină

Pompele simple, fără stator, au randament scăzut, ca urmare a vîrtejurilor rezultate din amortizarea lichidului care iese din rotor sub unghiul  $\alpha_2$ , cu lichidul deja colectat în melcul carcasei. Statorul are rolul de a devia continuu și fără vîrtejuri lichidul care iese din rotor, către direcția tangențială a lichidului din carcasă, îmbunătățind astfel randamentul pompei. Statorul este un inel staționar, cu paletel, concentric cu rotorul (fig. 10.28).

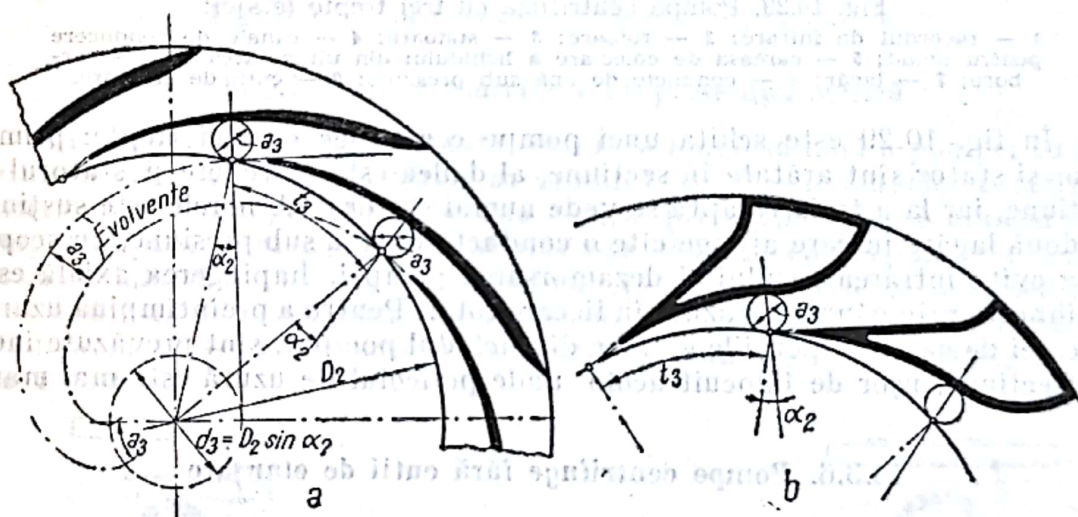


Fig. 10.28. Paletelor statorului:

a — pentru carcase în melc; b — pentru carcase circulare, la pompele cu mai multe etaje.

### 10.3.5. Pompe centrifuge cu mai multe trepte (etaje)

Pompele centrifuge cu un singur rotor ating înălțimi de pompare de 60 m și — excepțional — în construcții îngrijite, 150 m. Pentru obținerea unor înălțimi de pompare mai mari, ca de exemplu pentru evacuarea apelor din mină sau pentru alimentarea cazanelor de abur, se folosesc pompe centrifuge de presiune înaltă, cu mai multe trepte. Fiecare treaptă corespunde unui rotor, montat pe un arbore comun; lichidul trece prin primul rotor și prin primul stator, este colectat de carcasa inelară a primei trepte care îl conduce



în centrul celui de-al doilea rotor etc., pînă la carcasa în melc a ultimei trepte, care îl îndreaptă către racordul de ieșire. Se construiesc astfel de pompe cu pînă la 20 de trepte, realizînd — la o turație de 3 000 rot/min — înălțimi de pompare de 2 000 m, cu randamente de 80%.

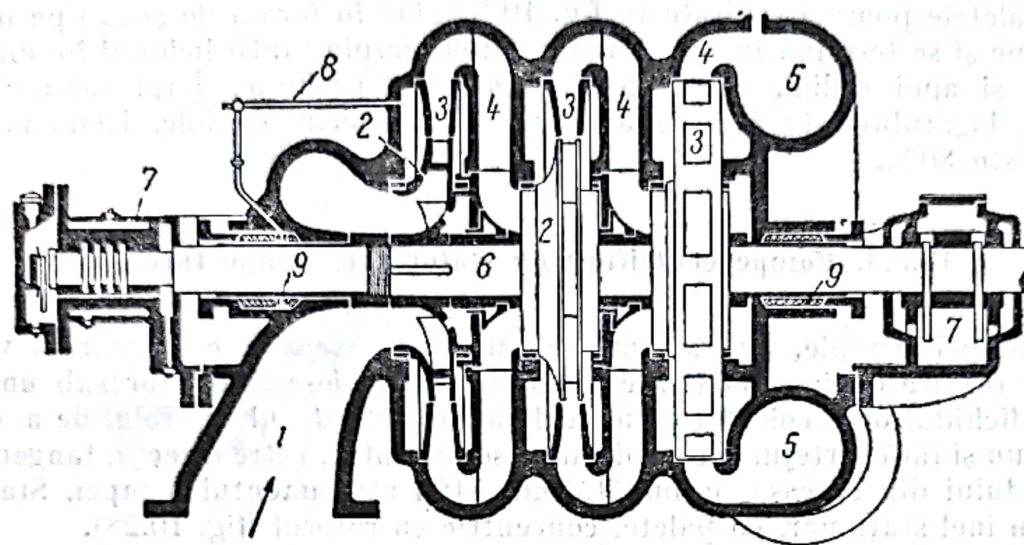


Fig. 10.29. Pompă centrifugă cu trei trepte (etaje):

1 — racordul de intrare; 2 — rotoare; 3 — statoare; 4 — canale de conducere pentru lichid; 5 — carcasa de colectare a lichidului din ultima treaptă; 6 — arbore; 7 — lagăr; 8 — conducte de apă sub presiune; 9 — cutii de etanșare.

În fig. 10.29 este schița unei pompe centrifuge cu trei trepte: primul rotor și stator sînt arătate în secțiune, al doilea este în vedere și statorul în secțiune, iar la a treia treaptă se vede numai statorul. Arborele este susținut de două lagăre în care ajunge cîte o conductă cu apă sub presiune, în scopul de a evita intrarea aerului și dezamorsarea pompei. Împingerea axială este echilibrată prin găuri prevăzute în fiecare rotor. Pentru a preîntîmpina uzura carcasei de către suspensiile erozive din lichidul pompat, sînt prevăzute inele de frecțiune, ușor de înlocuit acolo unde pericolul de uzură este mai mare.

#### 10.3.6. Pompe centrifuge fără cutii de etanșare

Pompele centrifuge descrise anterior sînt prevăzute cu una sau două cutii de etanșare (presetupe), care asigură etanșarea între arborele învîrtitor și carcasa fixă. Cutiile de etanșare produc neplăceri în funcționarea pompelor, întrucît — din cauza rotației mari — ele trebuie mereu strînse, ajustate sau înlocuite.

Construcția din fig. 10.30 elimină cutia de etanșare, înlocuind-o cu palete dorsale (montate pe spatele rotorului). Aceste palete au rolul de a aspira lichidul care ar ajunge — din cauza lipsei etanșării — în spatele rotorului și s-ar scurge din pompă. Paletetele dorsale au efect numai atît timp cît pompa funcționează. La oprire, printr-un mecanism format dintr-un arc și un lagăr conic, arborele împreună cu rotorul se deplasează cu cîteva milimetri, pînă ce partea centrală din spatele rotorului vine în contact cu o suprafață șlefuită. La pornire, rotorul se deplasează în poziția de lucru, părăsind suprafața șlefuită.

Pompele fără cutii de etanșare s-au arătat avantajoase în timpul funcționării dar sînt defectuoase în stare de repaus, dacă suprafețele șlefuite nu sînt bine ajustate. De aceea, pompele fără cutii de etanșare sînt recomandate pentru serviciu neîntreșit, iar cele cu cutii de etanșare pentru serviciu intermitent.

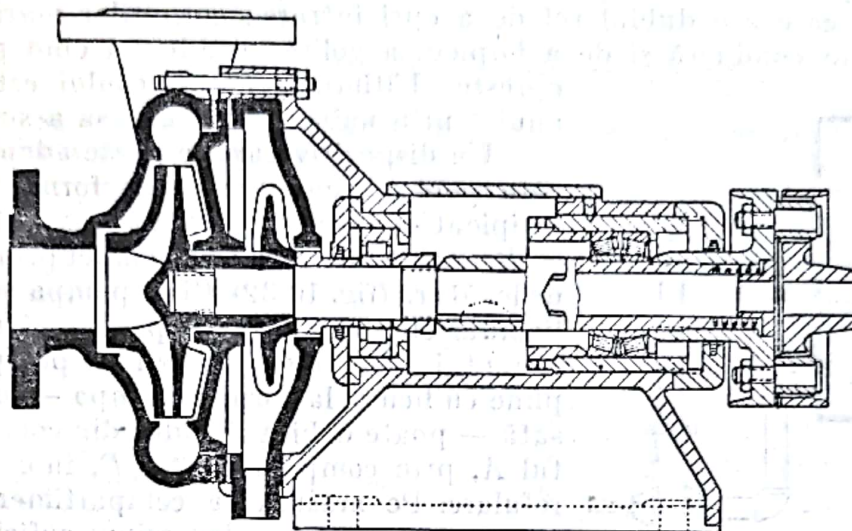


Fig. 10.30. Pompă centrifugă fără cutie de etanșare.

#### 10.3.7. Pompe centrifuge cu presetupă conică

În fig. 10.31, este reprezentată secțiunea longitudinală a pompei cu presetupă conică, cu ajutorul căreia se combină avantajele ambelor construcții anterioare. La pompele cu presetupă conică, presetupa asigură etanșarea în timp de repaus, cînd arborele, deplasîndu-se, se așază cu porțiunea lui conică pe materialul de etanșare; în timpul funcționării arborele se deplasează în sens contrar, părăsind cutia de etanșare, împiedicarea scurgerii lichidului fiind preluată — ca la pompele fără cutii de etanșare — de paletele dorsale ale rotorului.

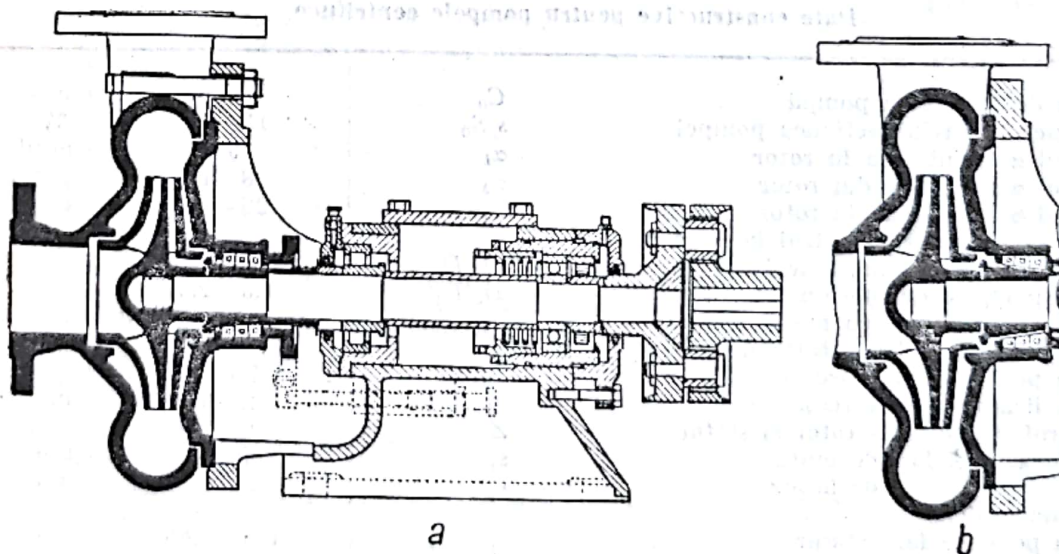


Fig. 10.31. Pompă centrifugă cu presetupă conică:  
a — în funcțiune; b — în repaus.



### 10.3.8. Pompe centrifuge autoaspiratoare

Pompele centrifuge obișnuite nu pornesc decât dacă sînt pline cu lichid. Pentru a menține pompa plină cu lichid în timp de repaus, ca să poată porni oricînd, se prevede — la capătul inferior al conductei de aspirație — un sorb cu supapă, care are dublul rol de a opri intrarea corpurilor mari (frunze, crăci etc.) în conductă și de a împiedica golirea conductei cînd pompa se oprește. Ultimul rol al sorbului este deseori anulat prin neînchiderea etanșă a supapei.

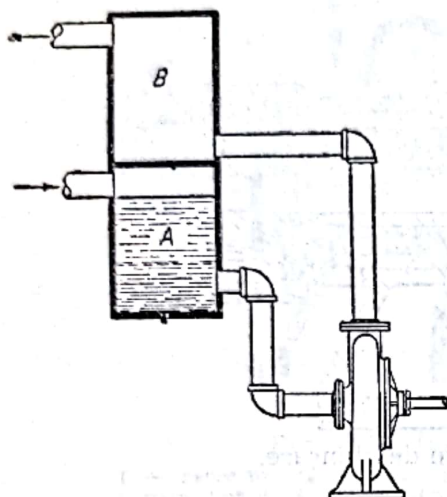


Fig. 10.32. Instalație pentru amorsare permanentă.

Un dispozitiv care se poate adapta la orice pompă centrifugă este format dintr-un recipient — despărțit în două compartimente A și B — montat deasupra pompei prin conducte de legătură (fig. 10.32). Cînd pompa se oprește, lichidul curge înapoi prin pompă, dar compartimentul A al recipientului și pompa rămîn pline cu lichid; la pornire, pompa — fiind amorsată — poate debita lichidul din compartimentul A, prin compartimentul B, în conducta de refulare. Pe măsură ce compartimentul A se golește, se produce o depresiune suficientă pentru a ridica lichidul prin conducta de aspirație în compartimentul A. Este necesar ca volumul compartimentului A să fie mai mare decît volumul conductei de aspirație.

Adevăratele pompe autoaspiratoare rezultă din reunirea unui rotor de pompă cu inel lichid (v. 11.6) care aspiră aerul din conducta de aspirație, cu un rotor de pompă centrifugă ce debitează din momentul cînd — după evacuarea aerului — pompa s-a umplut cu lichid.

În tabelul 10.3 sînt indicate cîteva date caracteristice pentru pompele centrifuge.

Tabelul 10.3

Date constructive pentru pompele centrifuge

|                                                    |            |                   |         |
|----------------------------------------------------|------------|-------------------|---------|
| Viteza de intrare în pompă                         | $C_0$      | 2—3               | m/s     |
| Secțiunea arborelui/secțiunea pompei               | $s/S_0$    | 15—25             | %       |
| Unghiul $\alpha$ la intrarea în rotor              | $\alpha_1$ | 90                | grade   |
| Unghiul $\alpha$ la ieșirea din rotor              | $\alpha_2$ | 8—15              | grade   |
| Unghiul $\beta$ la ieșirea din rotor               | $\beta_2$  | 25—50             | grade   |
| Diametrul exterior/diametrul interior al rotorului | $D_2/D_1$  | 1,5—2             |         |
| — la pompele de presiune joasă                     | $D_2/D_1$  | 1,5—2,5           |         |
| — la pompele de presiune înaltă                    | $n$        | 950, 1 400, 1 800 | rot/min |
| Turația: la pompele cu motor electric              | $n$        | 2 000—5 000       | rot/min |
| la pompele cu turbină de abur                      | $u_3$      | max. 35           | m/s     |
| Viteza periferică a rotorului                      | $c_5$      | 2—4               | m/s     |
| Viteza lichidului în carcasă                       | $Z$        | 6—12              |         |
| Numărul paletelor în rotor și stator               | $s_p$      | 4—10              | mm      |
| Grosimea paletelor: de fontă                       | $s_p$      | 3—6               | mm      |
| de bronz                                           |            |                   |         |
| Randamentul:                                       |            |                   |         |
| — la pompele fără stator                           | $\eta$     | 0,5—0,65          |         |
| — la pompele cu stator                             | $\eta$     | 0,6—0,75          |         |
| — la pompele de presiune înaltă                    | $\eta$     | 0,7—0,8           |         |

Pompele centrifuge se construiesc — de obicei — din fontă, cu rotorul din fontă sau bronz. Pentru pomparea lichidelor corosive, piesele pompei care vin în contact cu lichidul agresiv se fac din metale anticorosive, din materiale ceramice (gresie, porțelan, sticlă), din grafit impregnat cu rășini sintetice sau se căptușesc cu cauciuc ori rășini sintetice.

### 10.3.9. Calculul unei pompe centrifuge

*Exemplu:* Să se calculeze dimensiunile principale și turația unei pompe centrifuge, care să ridice 6 m<sup>3</sup>/min apă la 10 m înălțime.

| Date                                                       |                                        |                |       |                   |                               |
|------------------------------------------------------------|----------------------------------------|----------------|-------|-------------------|-------------------------------|
| 1                                                          | Debitul pompei                         | $G_v$          | 0,1   | m <sup>3</sup> /s | Dat                           |
| 2                                                          | Înălțimea de pompare                   | $Z$            | 10    | m                 | Data                          |
| <i>Puterea pompei și puterea motorului</i>                 |                                        |                |       |                   |                               |
| 3                                                          | Randamentul pompei                     | $\eta$         | 0,6   | Adimens.          | Dat                           |
| 4                                                          | Randamentul mecanic                    | $\eta_m$       | 0,9   | Adimens.          | Dat                           |
| 5                                                          | Puterea pompei                         | $N_p$          | 16,35 | kW                | Ec. (10.48)                   |
| 6                                                          | Puterea motorului                      | $N$            | 18,2  | kW                | (5)/(4)                       |
| <i>Diametrele rotorului</i>                                |                                        |                |       |                   |                               |
| 7                                                          | Viteza apei la intrarea în pompă       | $c_0$          | 2     | m/s               | Ales, tab. 10.3               |
| 8                                                          | Secțiunea liberă de intrare            | $S_0 - s$      | 0,05  | m <sup>2</sup>    | (1)/(7)                       |
| 9                                                          | Secțiunea ocupată de arbore            | $s/S_0$        | 15    | %                 | Ales. obs. 1                  |
| 10                                                         | Secțiunea de intrare                   | $S_0$          | 0,059 | m <sup>2</sup>    | (8)100/[100-(9)]              |
| 11                                                         | Diametrul de intrare                   | $D_0$          | 275   | mm                | $1\,000\sqrt{4(10)/\pi}$      |
| 12                                                         | Diametrul mediu de intrare în rotor    | $D_1$          | 255   | mm                | Constructiv                   |
| 13                                                         | Diametrul exterior al rotorului        | $D_2$          | 540   | mm                | Ales, tab. 10.3               |
| <i>Viteza și turația</i>                                   |                                        |                |       |                   |                               |
| 14                                                         | Unghiul $\alpha_2$                     | $\alpha_2$     | 10    | grade             | Ales, tab. 10.3               |
| 15                                                         | Unghiul $\beta_2$                      | $\beta_2$      | 30    | grade             | Ales, tab. 10.3               |
| 16                                                         | Viteza periferică la ieșire din rotor  | $u_2$          | 14,6  | m/s               | Obs. 2                        |
| 17                                                         | Viteza lichidului la ieșire din rotor  | $c_2$          | 11,4  | m/s               | Obs. 2                        |
| 18                                                         | Turația pompei                         | $n$            | 516   | rot/min           | $60(16)/(13)\pi$ ,<br>Obs. 3  |
| <i>Lățimea paletelor</i>                                   |                                        |                |       |                   |                               |
| 19                                                         | Viteza lichidului la intrare în rotor  | $c_1$          | 2     | m/s               | (7)                           |
| 20                                                         | Lățimea paletelor la intrare în rotor  | $b_1$          | 63    | mm                | (1)10 <sup>3</sup> /π(12)(19) |
| 21                                                         | Proiecția pe rază a vitezei $c_2$      | $c_{2r}$       | 2     | m/s               | (17) sin (14)                 |
| 22                                                         | Lățimea paletelor la ieșirea din rotor | $b_2$          | 29    | mm                | (1)10 <sup>3</sup> /π(13)(21) |
| <i>Unghiurile și viteza periferică la intrare în rotor</i> |                                        |                |       |                   |                               |
| 23                                                         | Unghiul $\alpha_1$                     | $\alpha_1$     | 90    | grade             | Tab. 10.3                     |
| 24                                                         | Viteza tangențială la intrare în rotor | $u_1$          | 6,9   | m/s               | (16)(12)/(13)                 |
| 25                                                         | Tangenta unghiului $\beta_1$           | $\tan \beta_1$ | 0,290 | Adimens.          | (19)/(24)                     |
| 26                                                         | Unghiul $\beta_1$                      | $\beta_1$      | 16    | grade             | Tab. trigonom.                |



Obs. 1. Din secțiunea totală de intrare în rotor  $S_0$ , o parte este ocupată de arbore și de bucea rotorului, fixată pe arbore. În rândul (9) al tabelului se apreciază procentual aria secțiunii ocupată de arbore și bucea.

Obs. 2. Din paralelogramul vitezelor (fig. 10.33), rezultă:

$$\frac{c_2}{u_2} = \frac{\sin 30^\circ}{\sin (180^\circ - 40^\circ)} = \frac{0,50}{0,64} = 0,78$$

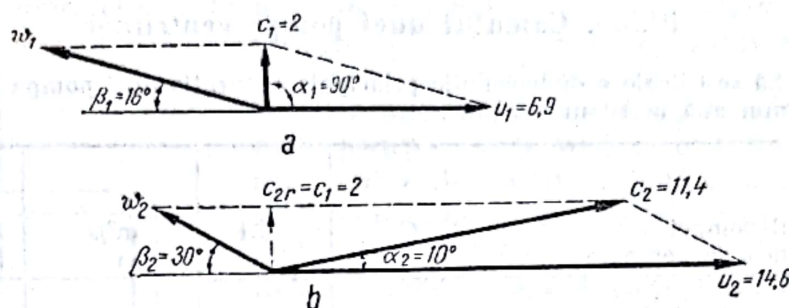


Fig. 10.33. Paralelogramele vitezelor:  
a — la intrarea în rotor; b — la ieșirea din rotor.

sau

$$c_2 = 0,78 u_2$$

care, introdusă în ecuația fundamentală (10.46) în care s-a ținut seamă și de randamentul  $\eta$ ,

$$Z = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}$$

dă, cu datele problemei

$$10 = 0,6 \frac{0,78 u_2^2 \cos 10^\circ}{9,81}$$

rezultatele

$$u_2 = 14,6 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 11,4 \text{ m/s}$$

### 10.3.10. Comparație între pompele centrifuge și pompele cu piston

1) Pompele cu piston au următoarele avantaje față de pompele centrifuge:

- randament superior cu 10—15%;
- aspirație mai bună, deci înălțime de aspirație mai mare, ca efect al etanșării între piston și cilindru;
- realizarea de presiuni mai mari, din aceeași cauză;
- elasticitate mai mare în serviciu, putînd funcționa la debite și înălțimi variabile;
- randament aproape constant la variație mare a debitului;
- posibilitate de pornire cînd conducta de aspirație nu este plină cu lichid.

2) Pompele centrifuge au următoarele avantaje față de pompele cu piston:

- dimensiuni mai mici;
- cost redus: pentru unitățile mari, prețul pompelor centrifuge ajunge pînă la o treime din prețul pompelor cu piston echivalente;
- deservire simplă și redusă;

- lipsa supapelor, adică a unor piese sensibile;
- reglarea simplă a debitului prin deschiderea sau închiderea unui ventil în conducta de refulare; conducta de refulare poate fi închisă complet, fără pericol de avarii;
- pot fi folosite și pentru lichide cu materii în suspensii, ca urmare a lipsei suprafețelor de etanșare și a supapelor;
- presiune și debit fără pulsații; lipsa rezervoarelor de amortizare;
- cuplare directă la electromotoare sau la turbine cu abur;
- pot fi construite din materiale anticorozive;
- fundații reduse, din cauza funcționării fără mișcări alternative.

Ca urmare a numeroaselor și importantelor avantaje, pompele centrifuge sînt acum folosite aproape în toate cazurile. Singura utilizare în care pompele cu piston rămîn avantajoase este în cazul cînd se pompează debite mici de lichid la înălțimi mari.

#### 10.4. Dispozitive rotative

La dispozitivele rotative, transportul lichidului de la intrare către ieșire se face prin piese rotative, etanșe față de carcasă. Ele se caracterizează prin: a) lipsa supapelor; b) presiune mare, variînd între  $5 \cdot 10^5$  și  $25 \cdot 10^5$  Pa, excepțional  $300 \cdot 10^5$  Pa; c) autoamorsare; d) independența debitului de presiune; e) dimensiuni reduse. *Debitul acestor pompe se reglează prin variația turației sau printr-o conductă de ocolire (bypass) cu robinet, nu printr-un ventil în conductă de refulare.*

##### 10.4.1. Pompe cu tambur excentric

Acastă pompă (fig. 10.34) este formată dintr-o carcasă cilindrică, în care se rotește, excentric și etanș față de carcasă, un tambur (fig. 10.34, a). Acesta împinge lichidul dinspre deschiderea de intrare spre cea de ieșire. Spațiul cu presiune mică este despărțit de cel cu presiune ridicată printr-o

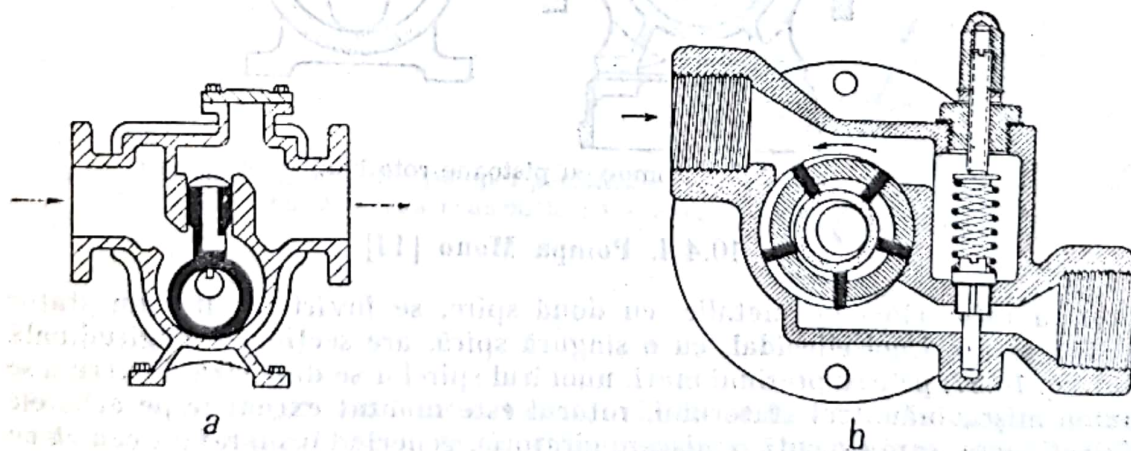


Fig. 10.34. Pompe cu tambur excentric.



lamă care, prin forța centrifugă sau printr-un arc, este apăsată continuu și etanș pe peretele interior al tamburului; în lamă este și deschiderea de evacuare a lichidului. În fig. 10.34, *b*, este schițată o pompă în care tamburul excentric interior acționează lamelele prinse într-un tambur exterior.

#### 10.4.2. Pompe cu roți dințate

Aceste pompe (fig. 10.35) sînt formate din doi cilindri dințați care se rotesc în sensuri contrare, etanș între ei și față de carcasă. Numai unul dintre cilindri este acționat din exterior. Lichidul este transportat în spațiile dintre dinți și peretele carcasei. Se construiesc pentru debite pînă la 20 m<sup>3</sup>/h.

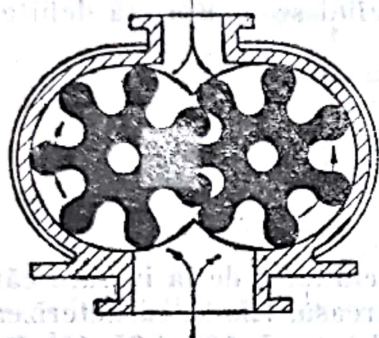


Fig. 10.35. Pompa cu roți dințate.

#### 10.4.3. Pompe cu pistoane rotative

Modul de funcționare și caracteristicile acestor pompe (fig. 10.36) sînt asemănătoare celor ale pompelor cu roți dințate.

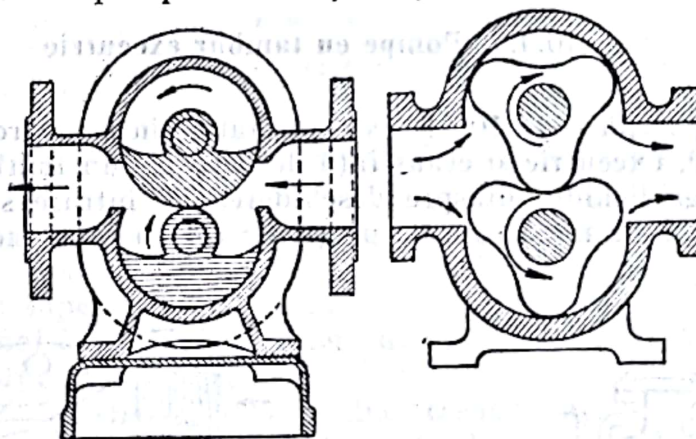


Fig. 10.36. Pompe cu pistoane rotative:

#### 10.4.4. Pompa Mono [14]

Un rotor elicoidal metalic, cu două spire, se învîrtește într-un stator elastic al cărui gol elicoidal, cu o singură spirală, are secțiunea longitudinală din fig. 10.37; pentru presiuni mari, numărul spirelor se dublează. Pentru a se putea mișca înăuntrul statorului, rotorul este montat excentric pe arborele de acționare, care execută o mișcare giratorie, generînd o suprafață conică cu vârful foarte ascuțit; în vârful conului se află legătura elastică, bine etanșată.

Prin această construcție, în timpul învîrtirii rotorului se închid între stator și rotor porțiuni de lichid care sînt împinse și conduse de la intrare spre ieșirea din pompă. Etanșarea rotor-stator este asigurată de materialul elastic al statorului (neopren, perbunan, policlorură de vinil).

Avantajele principale ale pompei *Mono* sînt: a) posibilitate de cuplare directă la electromotor; b) mișcarea și debitarea continuă, fără pulsații; c) lipsa supapelor; d) posibilitatea de pompare a lichidelor vîscoase și a suspensiilor (inclusiv cele fibroase și nisipoase); e) eroziunea redusă a statorului și înlocuirea lui ușoară; f) funcționare liniștită, fără zgomot. Pompele *Mono*

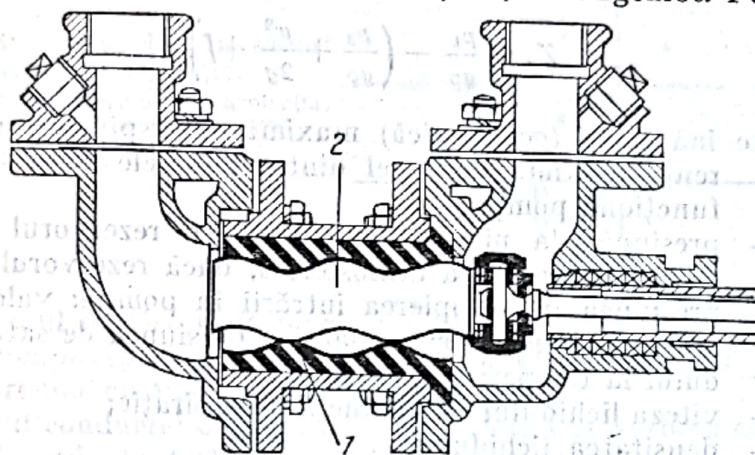


Fig. 10.37. 1 — stator elastic; 2 — rotor metalic.

au randament mecanic redus. Este important ca ele să nu funcționeze fără lichid.

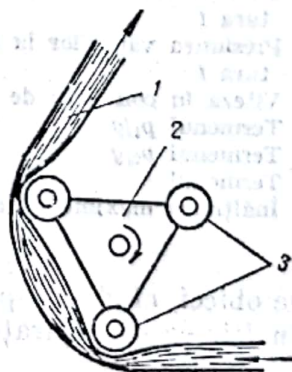
Pompele *Mono*, indicate pentru pomparea suspensiilor și a lichidelor corosive, sînt folosite în special pentru alimentarea filtrelor presă.

#### 10.4.5. Pompe peristaltice [22]

Un tub de material elastic (cauciuc special) este călcat de rolele unui rotor triunghiular (fig. 10.38); în acest mod, porțiuni de lichid sînt aspirate pe la unul din capetele tubului elastic și refulate spre celălalt capăt, de rotorul

Fig. 10.38. Principiul pompei peristaltice:

1 — tub flexibil; 2 — rotor triunghiular; 3 — role.



triunghiular. Ungerea rolelor și tubului elastic se face cu ulei de silicon. Debitul este cuprins între 0,1 și 15 m<sup>3</sup>/h, presiunea la aspirație este de  $0,5 \cdot 10^5$  —  $0,8 \cdot 10^5$  Pa, iar presiunea la refulare de  $10^5$  —  $2,5 \cdot 10^5$  Pa.



## 10.5. Înălțimea de aspirație a pompelor

Aplicând ecuația lui *Bernoulli* în forma (8.85)

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{\rho}(p_1 - p_2) + W - F = 0 \quad (10.64)$$

între suprafața lichidului din rezervorul de aspirație (punctul 1) și intrarea în pompă (punctul 2), se obține:

$$Z_s = \frac{p_1}{g\rho} - \left( \frac{p_2}{g\rho} + \frac{w^2}{2g} + f \right) \quad (10.65)$$

unde:  $Z_s$  este înălțimea (geometrică) maximă de aspirație, egală cu diferența maximă de nivel dintre punctele 1 și 2 la care poate funcționa pompa;

$p_1$  — presiunea la nivelul lichidului din rezervorul de aspirație, egală cu presiunea atmosferică, dacă rezervorul este deschis;

$p_2$  — presiunea în apropierea intrării în pompă; valoarea minimă a acestei presiuni este egală cu presiunea de saturație a lichidului la temperatura de pompare;

$w$  — viteza lichidului în conducta de aspirație;

$\rho$  — densitatea lichidului;

$f$  — frecarea în conductă, inclusiv obstacolele dintre punctele 1 și 2.

*Exemplu.* Să se determine înălțimea maximă de aspirație pentru o pompă care lucrează în condițiile arătate la punctele 1–6 din tabelul de mai jos:

|    |                                                  |          |                          |                   |                                |
|----|--------------------------------------------------|----------|--------------------------|-------------------|--------------------------------|
| 1  | Lichidul pompat                                  |          | Apă                      |                   | Dat                            |
| 2  | Debitul                                          | $G_v$    | 18                       | m <sup>3</sup> /h | Dat                            |
| 3  | Temperatura lichidului                           | $t$      | 43                       | °C                | Dată                           |
| 4  | Presiunea (abs.) în rezervorul de aspirație      | $p_1$    | 0,3333 · 10 <sup>5</sup> | Pa                | Dată                           |
| 5  | Diametrul conductei                              | $d$      | 73                       | mm                | Dat                            |
| 6  | Frecarea dintre rezervorul de aspirație și pompă | $f$      | 0,50                     | m                 | Dată                           |
| 7  | Densitatea lichidului la temperatura $t$         | $\rho$   | 990                      | kg/m <sup>3</sup> | Tabele                         |
| 8  | Presiunea vaporilor la temperatura $t$           | $p_2$    | 0,0958 · 10 <sup>5</sup> | Pa                | Tabele                         |
| 9  | Viteza în conducta de aspirație                  | $w$      | 1,19                     | m/s               | (2) · 4/3 600π(5) <sup>2</sup> |
| 10 | Termenul $p_1/g$                                 | $p_1/g$  | 3,43                     | m                 | (4)/(9,81(7))                  |
| 11 | Termenul $p_2/g$                                 | $p_2/g$  | 0,99                     | m                 | (8)/[9,81(7)]                  |
| 12 | Termenul $w^2/2g$                                | $w^2/2g$ | 0,078                    | m                 | (9) <sup>2</sup> /(2 · 9,81)   |
| 13 | Înălțimea maximă de aspirație                    | $Z_0$    | 1,87                     | m                 | (10) – [(11) + (12) + (6)]     |

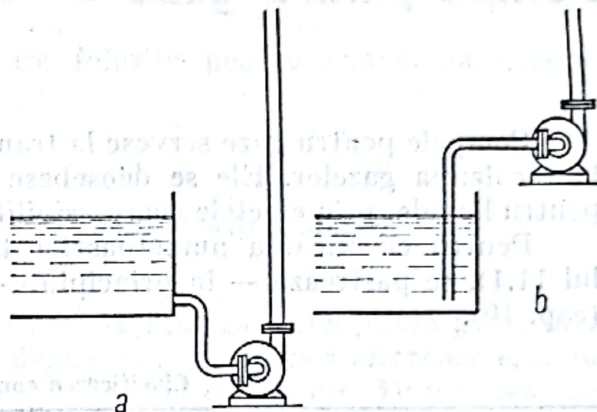
De obicei, cînd se aspiră apă dintr-un rezervor sub presiune atmosferică, se ia înălțimea de aspirație din tabelul următor, în funcție de temperatură:

| Temperatura apei       | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 65 | °C |
|------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Înălțimea de aspirație | 6  | 5  | 4  | 3  | 2  | 1  | 0  | m  |

Cînd temperatura apei depășește  $50^{\circ}\text{C}$ , se recomandă să se afunde pompa sub nivelul apei din rezervorul de aspirație (fig. 10.39), pentru ca lichidul să curgă liber în pompă. Mai cu seamă pentru pompele centrifuge, este preferabil să se adopte această poziție, cînd nu sînt motive pentru așezarea pompei deasupra rezervorului.

Fig. 10.39. Poziția pompelor, în raport cu rezervorul de aspirație:

a — sub nivelul rezervorului de aspirație;  
b — deasupra rezervorului de aspirație.



Cînd lichidul se găsește la nivel mai adînc decît înălțimea de aspirație, se folosesc pompe speciale (submersibile) cu electromotorul închis etanș, introdus împreună cu pompa centrifugă în puț.

La capătul conductei de aspirație se montează un sorb cu supapă. Capătul inferior al conductei trebuie să fie la cel puțin  $0,5\text{ m}$  sub nivelul apei din rezervor sau puț și la cel puțin  $0,5\text{ m}$  distanță de fund.

Bibliografia la pag. 449.



## Pompe pentru gaze

Pompele pentru gaze servesc la transportul, comprimarea și — uneori — la încălzirea gazelor. Ele se deosebesc teoretic și constructiv, de pompele pentru lichide, prin efectele compresibilității gazelor.

Pentru clasificarea numeroaselor tipuri de pompe pentru gaze (tabelul 11.1), se păstrează — în principiu — clasificarea pompelor pentru lichide (cap. 10).

Clasificarea compresoarelor

Tabelul 11.1

| Categorii            |                        | Denumiri                | Tipuri                        | Variante constructive                                                                                            |
|----------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Compresoare volumice | Fără elemente mobile   | Injectoare<br>Ejectoare |                               | Monoetajate<br>Polietajate                                                                                       |
|                      | Cu mișcări alternative | Compresoare             | Cu piston                     | Monocilindrice<br>În echicurent<br>Multicilindrice în I, V, W<br>boxer<br>Polietajate                            |
|                      |                        |                         | Cu diafragmă                  | Acționare mecanică directă<br>Acționare prin pulsare hidraulică                                                  |
|                      |                        |                         | Cu inel lichid                | Cu palete radiale<br>Cu palete curbe                                                                             |
|                      | Rotative               | Suflyante               | Cu tambur și lamele culisante | Lamele culisante în rotor<br>Lamele culisante în stator                                                          |
|                      |                        |                         | Pistoane rotative             | Pistoane cu doi lobi ( <i>Roots</i> ),<br>în 8<br>Pistoane cu trei lobi                                          |
|                      |                        |                         | Elicoidale                    |                                                                                                                  |
|                      |                        |                         | Axiale                        |                                                                                                                  |
|                      | Rotodinamice           | Ventilatoare            | Centrifugale                  | Palete radiale<br>Palete curbate în sens invers rotației<br>Palete curbate în sensul rotației ( <i>Sirocco</i> ) |
|                      |                        |                         | Axiale                        | Polietajate                                                                                                      |
|                      |                        | Turbocompresoare        | Centrifugale                  | Polietajate                                                                                                      |

- La clasificarea de mai sus se mai fac următoarele completări:
  - se adoptă denumirea de *compresoare* și în sens larg, echivalent cu cea de pompă pentru gaze;
  - *injectoarele* au fost tratate anterior (v. 10.1.4);
  - *ejectoarele* (v. 12.1.5) sînt injectoare folosite pentru evacuarea gazelor;
  - *busterele* (boosters) servesc pentru introducerea gazelor într-un recipient la presiune supraatmosferică;
  - *exhaustoarele* sînt ventilatoare folosite pentru evacuarea gazelor dintr-o încălț, în atmosferă.

## 11.1. Compresoare volumice alternative

Sub această denumire sînt cuprinse mașinile care comprimă gazul într-o cameră al cărei volum variază prin deplasarea, cu mișcări alternative, a unui piston, unui piston plonjor, unui disc sau unei diafragme. Deosebirea esențială față de pompele similare pentru lichide constă în faptul că pentru lichide (fluide necompresibile), trecerea de la presiunea de aspirație la presiunea de refulare se face brusc, pe cînd la gaze, din cauza compresibilității, comprimarea pînă la presiunea de refulare se face progresiv, pe o mare porțiune a cursei pistonului, înainte de evacuarea gazului. Supapa de evacuare se deschide după terminarea comprimării și rămîne deschisă în timpul evacuării gazului. În fig. 11.1 este reprezentată diagrama teoretică (simplificată), iar în fig. 11.3 diagrama reală a unui compresor.

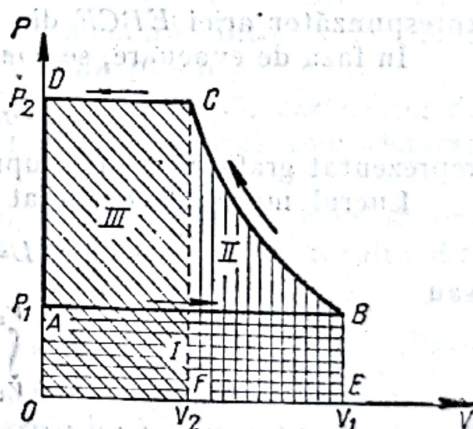


Fig. 11.1. Diagrama teoretică de funcționare a unui compresor.

### 11.1.1. Lucrul mecanic necesar compresorului

Lucrul mecanic necesar unui ciclu al compresorului rezultă din însumarea lucrului mecanic pentru cele trei faze ale ciclului (fig. 11.1):

În faza de aspirație gazul, apăsînd cu presiunea  $p_1$  de aspirație asupra pistonului, produce un lucru mecanic:

$$L_I = p_1 A l_1 = p_1 V_1 \quad (11.1)$$

Grafic, valoarea lui  $L_I$  este egală cu aria suprafeței ABEO din fig. 11.1.



În ecuațiile (11.1)–(11.11 c) sînt folosite următoarele notații:

- $L_I$  este lucrul mecanic produs în faza de aspirație;
- $L_{II}$  — lucrul mecanic consumat în faza de comprimare;
- $L_{III}$  — lucrul mecanic consumat în faza de evacuare;
- $L$  — lucrul mecanic consumat într-un ciclu al compresorului;
- $p_1$  — presiunea inițială a gazului;
- $p_2$  — presiunea finală a gazului, după comprimare;
- $V_1=Al_1$  — volumul gazului aspirat, egal cu volumul parcurs de piston în faza de aspirație;
- $V_2=Al_2$  — volumul gazului în camera compresorului, la sfîrșitul comprimării;
- $A$  — aria feței pistonului;
- $l_1$  — cursa pistonului;
- $l_2$  — porțiunea din cursa pistonului, corespunzătoare evacuării;
- $t_1$  — temperatura inițială a gazului;
- $t_2$  — temperatura finală, după comprimarea gazului;
- $n$  — exponentul politropic;
- $\kappa=C_p/C_v$  — exponentul adiabatic, raportul căldurilor masice;
- $C_p$  — căldura molară la presiune constantă a gazului;
- $C_v$  — căldura molară la volum constant a gazului.

Indicii  $i, p, a$  se referă la felul comprimării: izotermă, politropă, adiabatică.

În faza de comprimare, se consumă lucrul mecanic

$$L_{II} = \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (11.2)$$

corespunzător ariei  $EBCF$  din fig. 11.1.

În faza de evacuare, se consumă lucrul mecanic

$$L_{III} = p_2 Al_2 = p_2 V_2 \quad (11.3)$$

reprezentat grafic prin aria suprafeței  $FCDO$  a diagramei din fig. 11.1.

Lucrul mecanic consumat într-un întreg ciclu al compresorului este:

$$L = L_{II} + L_{III} - L_I \quad (11.4)$$

sau

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV + p_2 V_2 - p_1 V_1 \quad (11.5)$$

și corespunde grafic ariei  $ABCD$  a diagramei din fig. 11.1, adică ariei mărginite de liniile reprezentative ale ciclului, în diagrama  $pV$ .

Valoarea lucrului mecanic  $L_{II}$  din faza de comprimare depinde de felul comprimării: izotermă ( $i$ ), politropă ( $p$ ), adiabatică ( $a$ ). Panta curbelor, care reprezintă aceste comprimări în diagrama  $p, V$  (fig. 11.2), este minimă pentru comprimarea izotermă și maximă pentru comprimarea adiabatică (fig. 11.2); volumele finale au valori diferite, în ordinea:

$$V_i < V_p < V_a \quad (11.6)$$

În aceeași ordine sînt și temperaturile gazului după comprimare:

$$t_{2,i} < t_{2,p} < t_{2,a} \quad (11.7)$$

11.1.1.1. **Comprimarea izotermă** implică eliminarea totală a căldurii, pe măsură ce ea se dezvoltă, prin răcirea pereților compresorului și funcționare lentă.

11.1.1.2. **Comprimarea adiabatică** impune — prin definiție — păstrarea întregii cantități de căldură rezultate din comprimare, prin izolarea termică a pereților compresorului și funcționarea lui rapidă; întreaga cantitate de căldură rămâne în gazul comprimat.

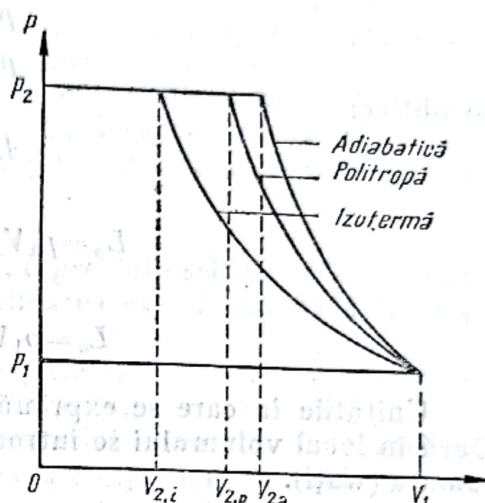


Fig. 11.2. Comprimarea izotermă, politropă și adiabatică.

Aceste două moduri de comprimare reprezintă limite teoretice, imposibil de atins în procesele practice, reale.

11.1.1.3. **Comprimarea politropă** este intermediară între cele două comprimări limită precedente și singura realizabilă practic.

În compresoarele obișnuite, comprimarea este politropă, dar destul de apropiată de comprimarea adiabatică; uneori se aproximează comprimarea politropă prin comprimarea adiabatică.

Ținând seama de constatarea precedentă, după care lucrul mecanic corespunde ariei mărginite de liniile ciclului din diagrama  $p, V$ , rezultă din fig. 11.2 că:

$$L_i < L_p < L_a \quad (10.8)$$

în care  $L_i$ ,  $L_p$ ,  $L_a$  reprezintă lucrul mecanic consumat (teoretic) într-un ciclu de comprimare izotermă, politropă respectiv adiabatică. Lucrul mecanic al comprimării izoterme este minim.

Introducând în relația (11.3) valoarea lucrului mecanic pentru faza de comprimare (din ecuațiile 3.110–3.116) se obține lucrul mecanic consumat:

— pentru ciclul cu comprimare izotermă,

$$L_i = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} + p_2 V_{2,i} - p_1 V_1 \quad (11.9 a)$$

— pentru ciclul cu comprimare politropă,

$$L_p = p_1 V_1 \frac{1}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + p_2 V_{2,p} - p_1 V_1 \quad (11.9 b)$$



— pentru ciclul cu comprimare adiabatică,

$$L_a = p_1 V_1 \frac{1}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] + p_2 V_{2,a} - p_1 V_1 \quad (11.9 \text{ c})$$

Introducând relațiile de definiție ale celor trei moduri de comprimare, pentru gaze ideale,

$$p_2 V_{2,i} = p_1 V_1 \quad (11.10 \text{ a})$$

$$p_2 V_{2,p}^n = p_1 V_1^n \quad (11.10 \text{ b})$$

$$p_2 V_{2,a}^\kappa = p_1 V_1^\kappa \quad (11.10 \text{ c})$$

se obține:

$$L_i = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (11.11 \text{ a})$$

$$L_p = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (11.11 \text{ b})$$

$$L_a = p_1 V_1 \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (11.11 \text{ c})$$

Unitățile în care se exprimă lucrul mecanic sînt unitățile  $p_1 V_1$  (jouli). Dacă în locul volumului se introduce debitul gazului,  $L$  devine puterea consumată (wați).

*Exemplu.* Să se calculeze puterea necesară, debitul final și temperatura finală ale unui compresor cu caracteristicile date în rîndurile 1–6 ale tabelului de mai jos în cazul a) comprimării izoterme, b) comprimării politrope și c) comprimării adiabatice.

|    |                                       |           |                          |                     |               |
|----|---------------------------------------|-----------|--------------------------|---------------------|---------------|
| 1  | Date                                  |           |                          |                     |               |
| 2  | Gazul                                 |           | Aer                      |                     | Dat           |
| 3  | Debitul volumetric                    |           | 6                        | m <sup>3</sup> /min | Dat           |
| 4  | Idem                                  | $V_1$     | 0,1                      | m <sup>3</sup> /s   | (2)/60        |
| 5  | Presiunea inițială                    | $p_1$     | 1,0132 · 10 <sup>5</sup> | Pa                  | Dată          |
| 6  | Raportul de comprimare                | $p_2/p_1$ | 4                        | —                   | Dat           |
| 7  | Temperatura inițială                  | $t_1$     | 20                       | °C                  | Dată          |
| 8  | Idem                                  | $T_1$     | 293                      | K                   | (6)+273       |
| 9  | a) Comprimare izotermă                |           |                          |                     |               |
| 10 | Puterea consumată                     | $L_i$     | 14,05                    | kW                  | Ec. (11.11 a) |
| 11 | Debitul final                         | $V_{2,i}$ | 0,025                    | m <sup>3</sup> /s   | (3)/(5)       |
| 12 | Temperatura finală                    | $t_{2,i}$ | 20                       | °C                  | (6)           |
| 13 | b) Comprimare politropă               |           |                          |                     |               |
| 14 | Exponentul politropic                 | $n$       | 1,3                      | Adimens.            | Dat           |
| 15 | Puterea consumată                     | $L_p$     | 16,55                    | kW                  | Ec. (11.11 b) |
| 16 | Debitul final                         | $V_{2,p}$ | 0,034                    | m <sup>3</sup> /s   | Ec. (11.10 b) |
| 17 | Temperatura (absolută) finală         | $T_{2,p}$ | 404                      | K                   | Ec. (3.101)   |
| 18 | Temperatura finală                    | $t_{2,p}$ | 131                      | °C                  | (14)–273      |
| 19 | c) Comprimarea adiabatică             |           |                          |                     |               |
| 20 | Raportul căldurilor molare pentru aer | $\kappa$  | 1,4                      | Adimens.            | $= C_p/C_v$   |
| 21 | Puterea consumată                     | $L_a$     | 17,23                    | kW                  | Ec. (11.11 c) |
| 22 | Debitul final                         | $V_{2,a}$ | 0,037                    | m <sup>3</sup> /s   | Ec (11.10 c)  |
| 23 | Temperatura (absolută) finală         | $T_{2,a}$ | 435                      | K                   | Ec (3.101)    |
| 24 | Temperatura finală                    | $t_{2,a}$ | 162                      | °C                  | (19)–273      |

## 11.2. Comprimarea în trepte

Comprimarea izotermă, cu consum minim de lucru mecanic, nu este posibilă în condiții practice, industriale. Din cauza vitezelor mari, necesare pentru a ajunge la debite de gaz și la dimensiuni convenabile ale compresoarelor, comprimarea este totdeauna politropă, destul de apropiată de cea adiabatică, cu consum mai mare de lucru mecanic.

Pe de altă parte, comprimarea politropă implică temperaturi ridicate, dăunătoare și uneori periculoase pentru compresor.

Două mijloace pot fi folosite pentru ridicarea randamentului energetic și pentru scăderea temperaturii, apropiind comprimarea de cea izotermă:

- 1) răcirea compresorului cu apă sau aer (efectul este slab și se aplică mai mult pentru menajarea ungerii) și
- 2) comprimarea în trepte.

Diagrama din fig. 11.3, în coordonate  $p, V$ , reprezintă schimbările de stare ale gazului într-un compresor în care comprimarea este fracționată în trei trepte, cu răciri intermediare.

Într-un prim cilindru (treapta I), gazul aspirat la presiunea  $p_1$  este comprimat — după politropa  $BC_2$  — pînă la presiunea  $p_2$ ;

gazul ieșit din primul cilindru al compresorului trece printr-un răcitor în care este răcit — după izobara  $C_2B_2$  — pînă la temperatura inițială (punctul  $B_2$  se găsește pe izoterma punctului  $B$ );

urmează o a doua comprimare politropă  $B_2C_3$  în al doilea cilindru al compresorului (treapta II) în care presiunea se ridică de la presiunea  $p_2$  la  $p_3$ ;

gazul este din nou răcit — după izobara  $C_3B_3$ ;

se continuă cu comprimări și răciri alternative pînă cînd, în ultimul cilindru, se atinge presiunea finală.

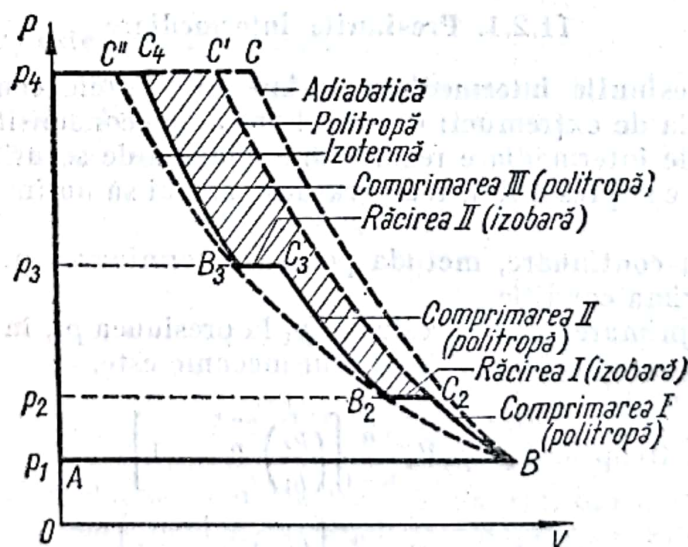


Fig. 11.3. Comprimarea în trepte.

În diagrama din fig. 11.3 este arătat — prin suprafața hașurată — lucrul mecanic economisit, prin comprimarea în trepte, față de lucrul mecanic necesar în comprimarea politropă  $BC'$ , într-o singură treaptă.



Pe lângă economie de energie, comprimarea în trepte este și o necesitate tehnologică pentru micșorarea temperaturii gazului în compresor. Într-o comprimare (politropă) unică, temperatura gazului ajunge — în funcție de raportul dintre presiunea finală și presiunea inițială — la valori inacceptabile și uneori generatoare de explozii. În tabelul 11.1 sînt arătate valorile lucrului mecanic necesar pentru comprimarea izotermă și adiabatică și temperatura finală în comprimarea adiabatică.

Tabelul 11.2

Lucrul mecanic pentru comprimarea unui metru cub de aer și temperatura gazului după comprimare

| Presiunea inițială                                   | 1,013 · 10 <sup>5</sup> Pa |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|------------------------------------------------------|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Raportul de comprimare                               | 1,5                        | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
| Lucrul mecanic izoterm ( $L_i$ ) kJ/m <sup>3</sup>   | 41                         | 70    | 111   | 140   | 163   | 182   | 197   | 211   | 223   | 233   |
| Lucrul mecanic adiabatic ( $L_a$ ) kJ/m <sup>3</sup> | 43                         | 78    | 131   | 172   | 207   | 237   | 264   | 288   | 310   | 330   |
| $L_i/L_a$                                            | 0,943                      | 0,904 | 0,852 | 0,815 | 0,788 | 0,766 | 0,748 | 0,732 | 0,719 | 0,707 |
| Temperatura finală la comprimare adiabatică          |                            |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| — la temp. inițială 10°C                             | 45                         | 72    | 114   | 148   | 175   | 199   | 220   | 240   | 257   | 273   |
| — la temp. inițială 20°C                             | 56                         | 84    | 128   | 162   | 191   | 216   | 238   | 258   | 276   | 293   |

### 11.2.1. Presiunile intermediare

11.2.1.1. Presiunile intermediare optime în treptele compresorului rezultă din condiția de extremum: ca lucrul mecanic economisit să fie maxim. Uneori, presiunile intermediare rezultă din condiția de securitate, ca în nici una din treptele compresorului, temperatura gazului să nu întrecă o valoare limită.

Se arată, în continuare, metoda pentru determinarea presiunilor intermediare după prima condiție.

Pentru comprimarea de la presiunea  $p_1$  la presiunea  $p_2$ , în două trepte — cu presiunea intermediară  $p_x$  — lucrul mecanic este:

$$- \text{în prima treaptă: } L_1 = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (11.12)$$

$$- \text{în a doua treaptă: } L_2 = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (11.13)$$

Lucrul mecanic total este:

$$L = L_1 + L_2 = p_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left( \frac{p_2}{p_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \quad (11.14)$$



Lucrul mecanic este minim cînd valoarea expresiei

$$\left(\frac{p_x}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{p_2}{p_x}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (11.15)$$

este minimă, adică pentru valoarea variabilei  $p_x$  care anulează derivata, în raport cu  $p_x$ , a acestei expresii.

Înlocuind pentru simplificarea scrierii, exponentul  $(n-1)/n$  cu  $m$ , derivînd expresia (11.15) și anulînd derivata, se obține:

$$m \frac{p_x^{m-1}}{p_1^m} = m \frac{p_2^m}{p_x^{m+1}} \quad (11.16)$$

sau

$$p_x = \sqrt{p_1 p_2} \quad (11.17)$$

presiunea intermediară optimă este deci media geometrică între presiunea inițială și presiunea finală.

Subforma

$$\frac{p_x}{p_1} = \frac{p_2}{p_x} = Z \quad (11.18)$$

dedusă din ecuația (11.17), se definește prin  $Z$ , raportul de comprimare, egal cu raportul dintre presiunea finală și presiunea inițială în fiecare treaptă.

Extinzînd ecuația (11.18) la un compresor cu  $N$  trepte, se obține

$$Z = \frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \dots = \frac{p_N}{p_{N-1}} \quad (11.19)$$

unde:  $p_0$  este presiunea inițială;

$p_1, p_2, \dots, p_{N-1}$  sînt presiunile intermediare;

$p_N$  este presiunea finală.

Din relațiile (11.19), rezultă

$$Z^N = \frac{p_N}{p_0} \quad (11.20)$$

sau

$$N = \frac{\lg \frac{p_N}{p_0}}{\lg Z} \quad (11.21)$$

Numărul treptelor de comprimare este limitat, din motive constructive. Valoarea recomandată pentru raportul de comprimare este între 3 și 4 la compresoarele cu piston; unele compresoare de construcții speciale lucrează cu valori mai mari ale raportului de comprimare.

*Exemplu.* Să se determine numărul de trepte și presiunile intermediare pentru comprimarea unui gaz.



|    |                                           |       |                    |           |             |
|----|-------------------------------------------|-------|--------------------|-----------|-------------|
| 1  | Presiunea inițială                        | $p_0$ | $1 \cdot 10^5$     | Pa        | Data        |
| 2  | Presiunea finală                          | $p_N$ | $200 \cdot 10^5$   | Pa        | Data        |
| 3  | Raportul de comprimare, la $N=2$          | $Z_2$ | 14,14              | Nedimens. | Ec. (11.21) |
| 4  | Raportul de comprimare, la $N=3$          | $Z_3$ | 5,84               | Nedimens. | Ec. (11.21) |
| 5  | Raportul de comprimare, la $N=4$          | $Z_4$ | 3,76               | Nedimens. | Ec. (11.21) |
| 6  | Raportul de comprimare, la $N=5$          | $Z_5$ | 2,89               | Nedimens. | Ec. (11.21) |
| 7  | Numărul convenabil de trepte              | $N$   | 4                  | Nedimens. | Observ.     |
| 8  | Presiunea (intermediară) după treapta I   | $p_1$ | $3,76 \cdot 10^5$  | Pa        | (1) · (5)   |
| 9  | Presiunea (intermediară) după treapta II  | $p_2$ | $14,14 \cdot 10^5$ | Pa        | (8) · (5)   |
| 10 | Presiunea (intermediară) după treapta III | $p_3$ | $53,16 \cdot 10^5$ | Pa        | (9) · (5)   |

Observație. La  $N=4$ , raportul de comprimare este cuprins între valorile recomandate ( $3 < Z_4 < 4$ ).

Numărul treptelor de comprimare se calculează și pe baza temperaturii maxime admise în cilindru pentru a menține o ungere satisfăcătoare și pentru a evita explozii (posibile de exemplu în amestecul exploziv ulei-aer). De exemplu, pentru comprimarea aerului se prescrie ca temperatura din cilindrii compresorului să nu depășească  $140^\circ\text{C}$ .

Exemplu. Să se determine numărul de trepte, presiunile intermediare și temperaturile în cilindri pentru comprimarea aerului (considerat gaz ideal).

|    |                                                          |       |                     |                  |            |
|----|----------------------------------------------------------|-------|---------------------|------------------|------------|
| 1  | Presiunea inițială a gazului                             | $p_0$ | $1 \cdot 10^5$      | Pa               | Data       |
| 2  | Presiunea finală                                         | $p_N$ | $200 \cdot 10^5$    | Pa               | Data       |
| 3  | Exponentul politropic                                    | $n$   | 1,33                | Adimens.         | Data       |
| 4  | Temperatura inițială în fiecare treaptă                  | $t_i$ | $20^\circ\text{C}$  | $^\circ\text{C}$ | Data       |
| 5  | Temperatura inițială absolută în fiecare treaptă         | $T_i$ | 293                 | K                | (4) + 273  |
| 6  | Temperatura maximă admisă                                | $t_f$ | $140^\circ\text{C}$ | $^\circ\text{C}$ | Data       |
| 7  | Temperatura absolută maximă admisă                       | $T_f$ | 413                 | K                | (6) + 273  |
| 8  | Raportul de comprimare pe baza $t_f = 140^\circ\text{C}$ | $Z'$  | 3,99                | Admis.           | Obs. 1     |
| 9  | Numărul treptelor                                        | $N$   | 4                   | Admis.           | Obs. 2     |
| 10 | Raportul de comprimare la $N=4$                          | $Z$   | 3,75                | Admis.           | Obs. 2     |
| 11 | Temperatura absolută finală la $N=4$                     | $T_f$ | 408                 | K                | Obs. 3     |
| 12 | Temperatura finală la $N=4$                              | $t_f$ | $135^\circ\text{C}$ | $^\circ\text{C}$ | (11) - 273 |

Obs. 1. Raportul maxim de comprimare, pentru a nu depăși  $T_f$  în fiecare treaptă, este (v. ec. 3.101):

$$Z' = \frac{p_f}{p_i} = \left( \frac{T_f}{T_i} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left( \frac{413}{293} \right)^{\frac{1,33}{0,33}} = 3,99$$

Obs. 2. La  $N=4$ , gradul de comprimare este de 3,76 (v. exemplul precedent), deci ceva mai mic decât cel maxim admisibil, dedus la punctul (8).





Obs. 3. Temperatura finală în fiecare treaptă, la  $Z=3,76$ , se deduce din:

$$\frac{T_f}{T_i} = \left(\frac{p_f}{p_i}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 3,76^{\frac{0,33}{1,33}} = 1,389$$

$$T_f = T_i \left(\frac{p_f}{p_i}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 293 \cdot 1,389 = 407 \text{ K}$$

### 11.3. Diagrama reală a funcționării unui compresor cu piston

Diagrama din figura 11.1 este o prezentare simplificată a schimbărilor de stare pe care le parcurge gazul în timpul unui ciclu al compresorului.

Diagrama reală se obține cu ajutorul indicatorului lui Watt; hîrtia pe care se trasează diagrama  $pV$  a gazului este antrenată în mișcarea alternativă de tija pistonului (pentru fixarea absciselor), iar vârful (creion sau peniță) care trasează curba este mișcat de un manometru (influențat de presiunea din cilindru), pentru fixarea ordonatelor.

Diagrama reală (fig. 11.4) diferă de diagrama ideală prin următoarele deosebiri:

— pentru a evita loviturile pistonului în capacul cilindrului, care ar putea rezulta din dilatările neegale ale cilindrului și tije pistonului, și pentru asigurarea unei funcționări elastice a compresorului, este necesar ca lungimea cursei pistonului să fie mai mică decât lungimea cilindrului. Spațiul corespunzător diferenței de cursă  $s_0$  se numește *spațiu mort* (*spațiu vătămător* sau *spațiu dăunător*); ca urmare cursa de evacuare a pistonului se oprește la distanța  $s_0$  de capac (de originea absciselor în diagrama reală a compresorului);

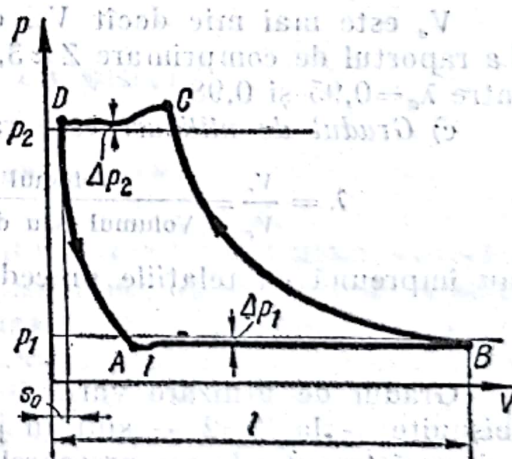


Fig. 11.4. Diagrama reală a unui compresor cu piston.

— la începutul cursei de aspirație (punctul D din diagramă), gazul comprimat din spațiul vătămător se destinde (politrop), după curba DA; supapa de aspirație se deschide în punctul A, când presiunea din cilindru este puțin mai mică decât presiunea  $p_1$  din conducta de aspirație (cu o diferență  $\Delta p_1$ ) necesară pentru deschiderea supapei; înaintea deschiderii complete a supapei, jocul presiunii apare în diagrama cu oscilații neregulate ale curbei, în vecinătatea punctului A;



— în punctul  $B$  se închide supapa de aspirație, simultan cu schimbarea cursei pistonului; între  $B$  și  $C$  gazul este comprimat (politrop) până la o presiune superioară presiunii  $p_2$  (cu o diferență  $\Delta p_2$ , necesară pentru deschiderea supapei de evacuare); în punctul  $C$  apar oscilații datorate jocului supapei la deschidere.

### 11.3.1. Randamente

În studiul și în funcționarea compresoarelor cu piston intervin raporturi de volume (sau debite) și randamente de energii (sau putere). Volumele și debitele sînt întotdeauna în condițiile (presiune, temperatură) de la intrare în compresor, înainte de supapă de aspirație.

#### 11.3.1.1. Raporturi de debite

a) *Gradul de aspirație* este raportul:

$$\lambda_c = \frac{V_a}{V_c} = \frac{\text{Volumul (sau debitul) real aspirat}}{\text{Volumul (sau debitul) corespunzător cursei pistonului}} \quad (11.22)$$

$V_a$  este mai mic decît  $V_c$  din următoarele cauze:

- destinderea gazului din spațiul mort;
- presiunea reală în cilindrul compresorului, mai mică (cu  $\Delta p_1$ ) decît presiunea de aspirație  $p_1$ ;
- temperatura în cilindrul compresorului, mai mare decît temperatura gazului aspirat.

b) *Randamentul de producție sau coeficientul de eficacitate al aspirației*, definit prin raportul:

$$\lambda_0 = \frac{V_c}{V_a} = \frac{\text{Volumul (sau debitul) de gaz comprimat}}{\text{Volumul (sau debitul) real aspirat}} \quad (11.23)$$

$V_c$  este mai mic decît  $V_a$  din cauza neetanșeităților din compresor. La raportul de comprimare  $Z \approx 3$ , randamentul de producție variază normal între  $\lambda_a = 0,95$  și  $0,98$ .

c) *Gradul de utilizare* este raportul:

$$\lambda = \frac{V_c}{V_e} = \frac{\text{Volumul (sau debitul) de gaz comprimat}}{\text{Volumul (sau debitul) corespunzător cursei pistonului}} \quad (11.24)$$

sau împreună cu relațiile precedente (11.22) și (11.23),

$$\lambda = \lambda_c \lambda_a \quad (11.25)$$

Gradul de utilizare variază mult cu raportul de comprimare: cifrele obișnuite — la  $Z=2$  — sînt în jurul valorii  $\lambda=0,96$ , la compresoarele cu o singură treaptă; la compresoarele cu mai multe trepte, randamentul global de utilizare pentru întregul compresor coboară pînă la  $0,91$ .

11.3.1.2. *Randamentele de energie (sau de putere)* sînt raporturi între valorile energiei (sau puterii) caracteristice teoretic sau practic în proiectarea și exploatarea compresoarelor.

În ordinea descrescîndă a valorilor, puterile principale care interesează sînt:

$N_{an}$  — puterea la arborele mașinii care antrenează compresorul;



- $N_a$  — puterea la arborele compresorului;  
 $N_i$  — puterea rezultată din planimetrarea diagramăi indicate (reale) a compresorului;  
 $N_{ad}$  — puterea teoretică, cu comprimare adiabatică;  
 $N_{iz}$  — puterea teoretică, cu comprimare izotermă.

Interesează în special:

- a) *Randamentul mecanic*:  $\eta_m = N_i / N_a$ .  
 b) *Randamentul izoterm-indicat*:  $\eta_{iz,t} = N_{iz} / N_i$ , care arată pierderile de energie ale ciclului indicat față de cel izoterm teoretic.

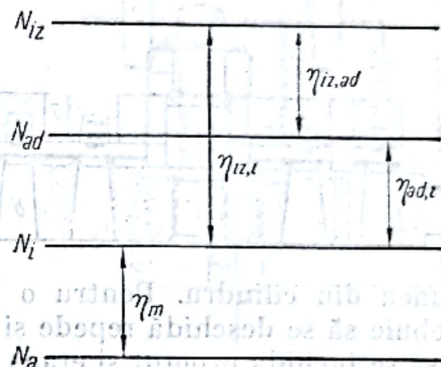


Fig. 11.5. Puteri și randamente la un compresor cu piston.

- c) *Randamentul izoterm-adiabatic*:  $\eta_{iz,ad} = N_{iz} / N_{ad}$ , noțiunea teoretică, arătând raportul dintre energia ciclului izoterm și energia ciclului adiabatic al compresorului.

- d) *Randamentul adiabatic-indicat*:  $\eta_{ad,t} = N_{ad} / N_i$ , important mai cu seamă pentru compresoarele nerăcite.

În fig. 11.5 este prezentată o schemă cu nivelurile relative ale puterilor și randamentelor principale

## 11.4. Compresoare cu piston<sup>1)</sup>

### 11.4.1. Elemente constitutive

Compresoarele cu piston sînt constituite din următoarele elemente: a) sistemul de acționare, b) cilindrii, c) pistoanele, d) supapele de admisie (aspirație) și de evacuare (refulare), e) canalele de admisie și de evacuare, f) sistemul de răcire, g) sistemul de comandă pentru ventile, h) sistemul de reglare a debitului de gaz, i) separatorul de ulei și apă.

**11.4.1.1. Sistemul de acționare.** Compresoarele sînt acționate fie direct de la o mașină de abur, avînd tija pistonului motor în prelungirea pistonului compresorului, fie indirect, prin roți dințate sau curea de transmisie de un electromotor sau un motor cu combustie internă; mișcarea de rotație se transformă în mișcare alternativă prin sistem bielă-manivelă sau, cînd sînt mai mulți cilindri, cu arbore cotit. Tendința este înlocuirea acționării cu cap de cruce și arbore cotit, cu pistoane de ambele părți ale arborelui motor sau dispuse în V sau în W.

<sup>1)</sup> V. și STAS 7147-65.



**11.4.1.2. Cilindrii.** Compresoarele au unu sau mai mulți cilindri montați în paralel (pentru debite mari, o mai bună echilibrare a motorului sau pentru atenuarea pulsațiilor debitului de gaz comprimat) sau în serie (pentru comprimarea în mai multe trepte). Pe capacele cilindrilor sînt montate prese-tupele; o parte din prese-tupe se înlătură prin montarea cilindrilor în serie. Cilindrii sînt din fontă (pentru presiuni pînă la  $50 \cdot 10^5$  Pa) și din oțel (pentru presiuni mai mari).

**11.4.1.3. Supapele.** Fiecare cilindru are una sau mai multe supape de admisie și de evacuare. Deschiderea și închiderea lor este comandată de pre-

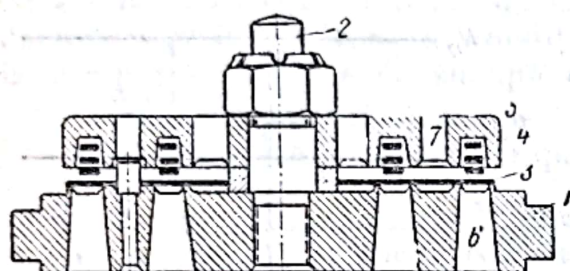


Fig. 11.6. Supapă inelară.

1 — scaun; 2 — tijă; 3 — placă, sau supapă propriu-zisă; 4 — arcuri; 5 — contraplacă; 6 — deschideri inelare în scaun; 7 — deschideri inelare în contraplacă.

siunea din cilindru. Pentru o bună funcționare a compresorului, supapele trebuie să se deschidă repede și complet la o mică diferență de presiune  $\Delta p_1$  și să se închidă prompt și etanș cînd diferența de presiune a dispărut; trecerea gazului prin supape trebuie să întîmpine o rezistență cît mai mică. Ca să satisfacă aceste deziderate au fost construite multe tipuri de supape; cele mai răspîndite sînt supapele inelare (fig. 11.6).

**11.4.1.4. Pistoanele** sînt piese cilindrice din fontă, prevăzute cu segmenti de etanșare. Uneori, mai multe pistoane formează o singură piesă (v. fig. 11.7).

**11.4.1.5. Canalele de admisie și de evacuare** fac legătura dintre conducte de alimentare și de evacuare și supapele respective.

**11.4.1.6. Sistemul de răcire** cuprinde: a) răcirea cilindrului prin manta cu apă, prin țevi cu apă sudate pe cilindru sau prin răcire cu aer (aripioare), b) răcitoarele intermediare (cu serpentină sau tubulare) între treptele compresorului, c) răcitorul final, după ultima treaptă.

**11.4.1.7. Sistemul de comandă pentru supape.** La marea majoritate a compresoarelor, supapele funcționează automat, prin diferența de presiune creată de mișcarea pistonului. Dispozitivele de comandă forțată, cu came, se folosesc rar la compresoare.

**11.4.1.8. Dispozitivul de reglare a debitului.** Dacă consumul de gaz comprimat furnizat de compresor scade, presiunea din conducta de refulare crește. La compresoarele acționate cu electromotor se adaptează un dispozitiv automat care pornește sau oprește motorul după presiunea din rezervorul de gaz comprimat. La celelalte compresoare, reglarea debitului se face prin: a) deschiderea parțială a supapei de admisie, atunci cînd presiunea aerului comprimat este prea mare; b) intercalarea unui spațiu adițional care mărește spațiul mort al compresorului; c) închiderea parțială sau totală a conductei de aspirație; d) închiderea parțială sau totală a unei conducte în derivație (by-pass) care leagă conducta de refulare cu conducta de aspirație; e) printr-un dispozitiv automat sau manual care variază cursa pistonului. În nici un caz nu se micșorează debitul compresorului prin închiderea conductei de refulare; accidente grave!



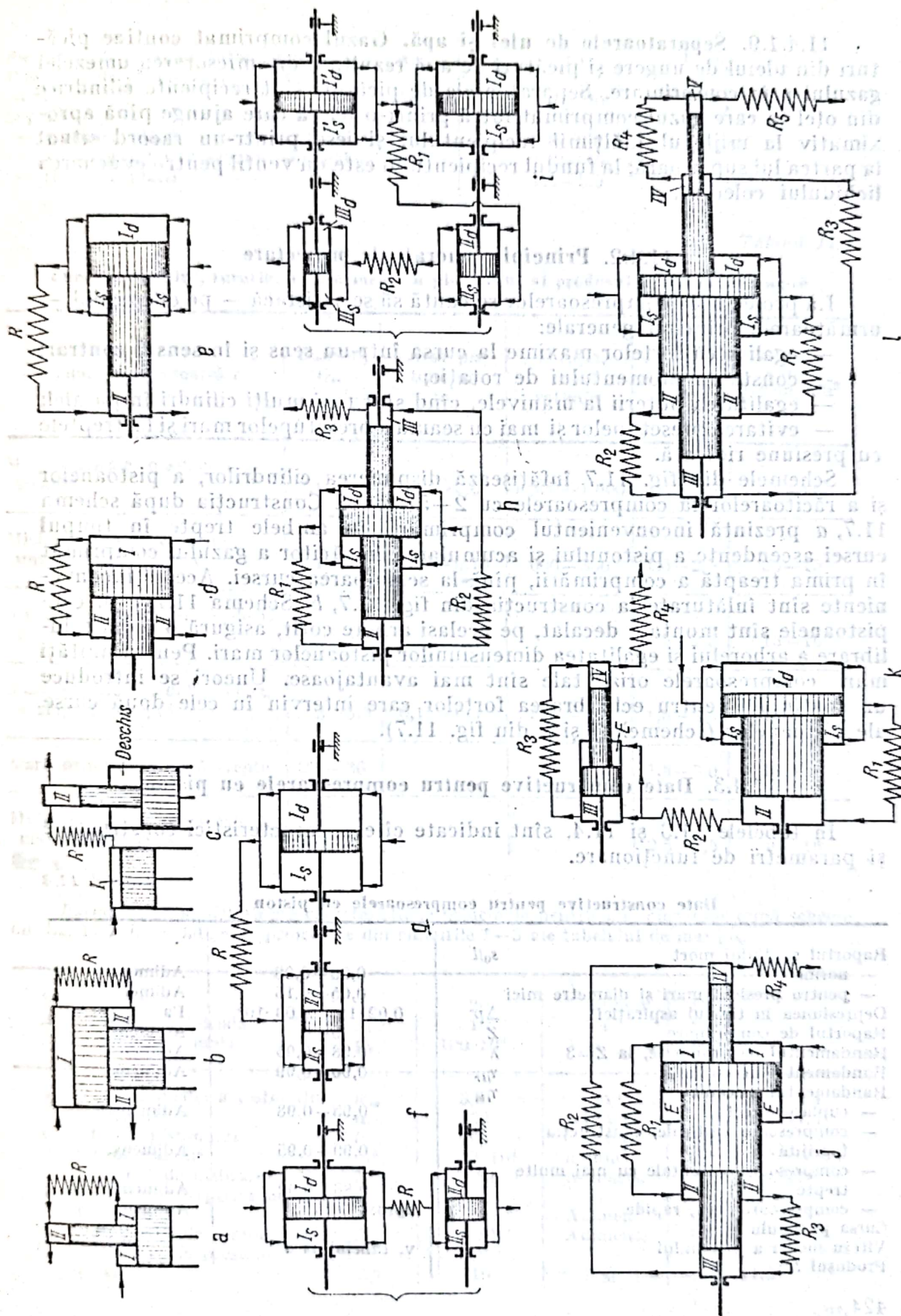


Fig. 11.7. Scheme de compresoare.

a, b, c — compresoare verticale cu două trepte de comprimare; d, e, f, g — compresoare cu trei trepte de comprimare; h, k — compresoare cu patru trepte de comprimare și spațiu de echilibrare; i — compresoare cu cinci trepte de comprimare.



11.4.1.9. Separatoarele de ulei și apă. Gazul comprimat conține picături din uleiul de ungere și picături de apă rezultate din micșorarea umezelei gazului prin comprimare. Separatoarele de picături sînt recipiente cilindrice din oțel în care gazul comprimat intră printr-o țevă care ajunge pînă aproximativ la mijlocul înălțimii recipientului și iese printr-un racord situat la partea lui superioară; la fundul recipientului este un ventil pentru evacuarea lichidului colectat.

#### 11.4.2. Principii generale de proiectare

La proiectarea compresoarelor se caută să se satisfacă — pe cît posibil — următoarele principii generale:

- egalitatea forțelor maxime la cursa într-un sens și în sensul contrar;
- constanța momentului de rotație;
- egalitatea puterii la manivele, cînd sînt mai mulți cilindri în paralel;
- evitarea presetupelor și mai cu seamă a presetupelor mari și la treptele cu presiune ridicată.

Schemele din fig. 11.7 înfățișează dispunerea cilindrilor, a pistoanelor și a răcitoarelor la compresoarele cu 2—5 trepte. Construcția după schema 11.7, *a* prezintă inconvenientul comprimării în ambele trepte în timpul cursei ascendente a pistonului și acumularea în răcitor a gazului comprimat în prima treaptă a comprimării, pînă la schimbarea cursei. Aceste inconveniente sînt înlăturate la construcția din fig. 11.7, *b*. Schema 11.7, *c* în care pistoanele sînt montate decalat, pe același arbore cotit, asigură o bună echilibrare a arborelui și egalitatea dimensiunilor pistoanelor mari. Pentru unități mari, compresoarele orizontale sînt mai avantajoase. Uneori se introduce un spațiu *E*, pentru echilibrarea forțelor care intervin în cele două curse ale pistoanelor (schemele *j* și *k* din fig. 11.7).

#### 11.4.3. Date constructive pentru compresoarele cu piston

În tabelele 11.3 și 11.4, sînt indicate cîteva caracteristici constructive și parametri de funcționare.

Date constructive pentru compresoarele cu piston

Tabelul 11.3

|                                                |             |                                       |          |
|------------------------------------------------|-------------|---------------------------------------|----------|
| Raportul spațiului mort                        | $s_0/l$     |                                       |          |
| — normal                                       |             | 0,03—0,08                             | Adimens. |
| — pentru presiuni mari și diametre mici        |             | 0,05—0,15                             | Adimens. |
| Depresiunea în timpul aspirației               | $\Delta p$  | $0,02 \cdot 10^5$ — $0,03 \cdot 10^5$ | Pa       |
| Raportul de comprimare                         | $Z$         | 3—4                                   | Adimens. |
| Randamentul de producție, la $Z=3$             | $\lambda$   | 0,98—0,95                             | Adimens. |
| Randamentul de cuplare                         | $\eta_{lr}$ | 0,96—0,99                             | Adimens. |
| Randamentul mecanic                            | $\eta_m$    |                                       |          |
| — cuplare directă                              |             | 0,95—0,98                             | Adimens. |
| — compresoare verticale, construcția îngrijită |             | 0,90—0,95                             | Adimens. |
| — compresoare orizontale cu mai multe trepte   |             | 0,88—0,92                             | Adimens. |
| — compresoare mici, rapide                     |             | aprox. 0,85                           | Adimens. |
| Cursa pistonului                               |             | v. tabelul 11.4                       |          |
| Viteza medie a pistonului                      |             |                                       |          |
| Produsul $ln^2$                                |             |                                       |          |

|                                              |            |         |     |
|----------------------------------------------|------------|---------|-----|
| Pierdere de presiune între cilindri          | $\Delta p$ | 10      | %   |
| Pierdere de căldură prin mantaua cilindrilor | $\Delta q$ | 10–20   | %   |
| Supape                                       |            |         |     |
| – grosimea plăcii                            |            | 0,8–4,0 | mm  |
| – viteza gazului în scaunul supapei          |            | 12–40   | m/s |
| – ridicarea plăcii                           |            | 1,5–3,5 | mm  |

Tabelul 11.4

Cursa pistonului, turația, viteza medie a pistonului și produsul  $ln^2$  la compresoare

| Tipul compresoarelor                              | Debitul,<br>$G_v$ ,<br>$m^3/min$ | Cursa pistonului,<br>$m$ | Turația,<br>$n$ ,<br>rot/min | Viteza medie,<br>$w_m$ ,<br>m/s | $ln^2$<br>$10^3 \cdot m/min^2$ |
|---------------------------------------------------|----------------------------------|--------------------------|------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| Mici, verticale, o singură treaptă                | 0,1–0,8                          | 0,03–0,6                 | 1 500–1 000                  | 1,5–2,0                         | 70–60                          |
| Mici și mijlocii, verticale, una sau două trepte  | 1–2                              | 0,08–0,18                | 600–300                      | 1,5–2,5                         | 35–15                          |
| Mici, orizontale, simplu efect, o singură treaptă | 0,5–2,5                          |                          |                              | 1,5–2,0                         | 18–16                          |
| Mari, orizontale, dublu efect, o singură treaptă  | 3–3,5                            | 0,15–0,5                 | 350–180                      | 1,8–3,0                         | 18–16                          |
| Mari, orizontale, două trepte                     | 2,5–30                           |                          |                              | 1,8–3,0                         | 18–16                          |
| Mijlocii și mari, orizontale, mai multe trepte    |                                  |                          |                              | 2,5–3,5                         | 40–16                          |

Exemplu. Să se determine caracteristicile principale pentru un compresor după schema din fig. 11.7, j, cu datele de proiectare din rîndurile 1–3 ale tabelului de mai jos.

|    |                                     |            |                  |           |                 |
|----|-------------------------------------|------------|------------------|-----------|-----------------|
| 1  | Debitul                             | $G_v$      | 20               | $m^3/min$ | Dat             |
| 2  | Presiunea inițială                  | $p_0$      | $10^5$           | Pa        | Data            |
| 3  | Presiunea finală                    | $p_N$      | $100 \cdot 10^5$ | Pa        | Data            |
| 4  | Viteza medie a pistonului           | $w_m$      | 3,3              | m/s       | Ales, tab. 11.4 |
| 5  | Turația                             | $n$        | 130              | rot/min   | Ales, tab. 11.5 |
| 6  | Cursa pistonului                    | $l$        | 760              | mm        | Obs. 1          |
| 7  | Produsul $ln^2$                     | $ln^2$     | $13 \cdot 10^3$  | $m/min^2$ | $(5)^2(6)/10^3$ |
| 8  | Gradul de utilizare                 | $\lambda$  | 0,82             | Adimens.  | Ales, pag. 420  |
| 9  | Numărul treptelor de comprimare     | $N$        | 4                | Adimens.  | Obs. 2          |
| 10 | Raportul de comprimare              | $Z$        | 3,16             | Adimens.  | Obs. 2          |
| 11 | Pierderi de presiune între cilindri | $\Delta p$ | 10               | %         | Tab. 11.3       |



|    |                                                   |                                           |                     |                 |                                                                                                                      |                   |
|----|---------------------------------------------------|-------------------------------------------|---------------------|-----------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|
| 12 | Presiunea de intrare în treapta I                 | $p_1$                                     | $10^5$              | Pa              | (2)                                                                                                                  |                   |
| 13 | Presiunea de intrare în treapta II                | $p_2$                                     | $3,16 \cdot 10^5$   | Pa              | (10) · (12)                                                                                                          |                   |
| 14 | Presiunea de intrare în treapta III               | $p_3$                                     | $10,0 \cdot 10^5$   | Pa              | (10) · (13)                                                                                                          |                   |
| 15 | Presiunea de intrare în treapta IV                | $p_4$                                     | $31,6 \cdot 10^5$   | Pa              | (10) · (14)                                                                                                          |                   |
| 16 | Presiunea la ieșire din compresor                 | $p_N$                                     | $100,0 \cdot 10^5$  | Pa              | (10) · (15) = (3)                                                                                                    |                   |
| 17 | Presiunea la ieșire din treapta I                 | $p'_1$                                    | $3,48 \cdot 10^5$   | Pa              | (13)[1 + (11)/100]                                                                                                   |                   |
| 18 | Presiunea la ieșire din treapta II                | $p'_2$                                    | $11,00 \cdot 10^5$  | Pa              | (14)[1 + (11)/100]                                                                                                   |                   |
| 19 | Presiunea la ieșire din treapta III               | $p'_3$                                    | $34,76 \cdot 10^5$  | Pa              | (15)[1 + (11)/100]                                                                                                   |                   |
| 20 | Presiunea la ieșire din treapta IV                | $p'_4$                                    | $110,00 \cdot 10^5$ | Pa              | (16)[(11)/100]                                                                                                       |                   |
| 21 | Aria suprafeței utile a pistonului în treapta I   | $A_1$                                     | 2 470               | cm <sup>2</sup> | Obs. 3                                                                                                               |                   |
| 22 | Aria suprafeței utile a pistonului în treapta II  | $A_2$                                     | 782                 | cm <sup>2</sup> | (21)/(10)                                                                                                            |                   |
| 23 | Aria suprafeței utile a pistonului în treapta III | $A_3$                                     | 247                 | cm <sup>2</sup> | (22)/(10)                                                                                                            |                   |
| 24 | Aria suprafeței utile a pistonului în treapta IV  | $A_4$                                     | 78,2                | cm <sup>2</sup> | (23)/(10)                                                                                                            |                   |
| 25 | Aria secțiunii tijei pistonului                   | $A_0$                                     | 80                  | cm <sup>2</sup> | Apreciată<br>(21) + (29),<br>fig.11.7, j<br>(22) + (28),<br>fig. 11.7, j<br>(23) + (25),<br>fig. 11.7, j<br>(24)     |                   |
| 26 | Aria secțiunii pistonului I                       | $A'_1$                                    | 2 548,2             | cm <sup>2</sup> |                                                                                                                      |                   |
| 27 | Aria secțiunii pistonului II                      | $A'_2$                                    | 1 109               | cm <sup>2</sup> |                                                                                                                      |                   |
| 28 | Aria secțiunii pistonului III                     | $A'_3$                                    | 327                 | cm <sup>2</sup> |                                                                                                                      |                   |
| 29 | Aria secțiunii pistonului IV                      | $A'_4$                                    | 78,2                | cm <sup>2</sup> |                                                                                                                      |                   |
| 30 | Aria secțiunii utile a spațiului de echilibrare   | $A_E$                                     | 1 439,2             | cm <sup>2</sup> | (26) - (27)                                                                                                          |                   |
| 31 | Diametrul pistonului I                            | $D_1$                                     | 569,7               | mm              | $[(26) \cdot 4/\pi]^{1/2}$<br>$[(27) \cdot 4/\pi]^{1/2}$<br>$[(28) \cdot 4/\pi]^{1/2}$<br>$[(29) \cdot 4/\pi]^{1/2}$ |                   |
| 32 | Diametrul pistonului II                           | $D_2$                                     | 375,8               | mm              |                                                                                                                      |                   |
| 33 | Diametrul pistonului III                          | $D_3$                                     | 204,1               | mm              |                                                                                                                      |                   |
| 34 | Diametrul pistonului IV                           | $D_4$                                     | 99,8                | mm              |                                                                                                                      |                   |
| 35 | Cursa spre dreapta                                | Forța maximă în treapta I                 | $F_1$               | +86,0           | kN                                                                                                                   | (17) · (21)       |
| 36 |                                                   | Forța maximă în treapta II                | $F_2$               | -24,7           | kN                                                                                                                   | (13) · (22)       |
| 37 |                                                   | Forța maximă în treapta III               | $F_3$               | -24,7           | kN                                                                                                                   | (19) · (23)       |
| 38 |                                                   | Forța maximă în treapta IV                | $F_4$               | +86,0           | kN                                                                                                                   | (20) · (24)       |
| 39 |                                                   | Forța maximă în spațiul de echilibrare    | $F_E$               | -14,4           | kN                                                                                                                   | (2) · (30)        |
| 40 |                                                   | Rezultanta forțelor în cursa spre dreapta | $F$                 | +108,2          | kN                                                                                                                   | (35) + ... + (39) |

|    |                   |                                          |        |        |    |                   |
|----|-------------------|------------------------------------------|--------|--------|----|-------------------|
| 41 | Cursa spre stînga | Forța maximă în treapta I                | $F'_1$ | -24,7  | kN | (12) · 1(1)       |
| 42 |                   | Forța maximă în treapta II               | $F'_2$ | +86,0  | kN | (18) · (22)       |
| 43 |                   | Forța maximă în treapta III              | $F'_3$ | +86,0  | kN | (19) · (23)       |
| 44 |                   | Forța maximă în treapta IV               | $F'_4$ | -24,7  | kN | (15) · (24)       |
| 45 |                   | Forța maximă în spațiul de echilibrare   | $F'_E$ | -14,4  | kN | (2) · (30)        |
| 46 |                   | Rezultanta forțelor în cursa spre stînga | $F'$   | +137,0 | kN | (41) + ... + (45) |

Obs. 1. Lungimea cursei se determină din viteza medie a pistonului cu relația  $2 \ln/60 = w_m$  sau

$$l = 30 \frac{w_m}{n}$$

Obs. 2. Numărul treptelor de comprimare și raportul de comprimare rezultă din ecuația (11.20), cu  $N=3, 4, 5$ :

$$Z = \sqrt[3]{\frac{100}{1}} = 4,64; \quad Z = \sqrt[4]{\frac{100}{1}} = 3,16; \quad Z = \sqrt[5]{\frac{100}{1}} = 2,51$$

Se alege valoarea pentru care  $3 < Z < 4$ ; deci  $N=4$  și  $Z=3,16$ . Raportul efectiv de comprimare, pentru a ține seamă și de pierderile de presiune (de 10 %), va fi deci  $3,16 \cdot 1,10 = 3,86$  (rîndurile 17-20).

Obs. 3. Aria utilă a pistonului I este dată de ecuația

$$A_1 = \frac{G_v}{30 w_m \lambda} = \frac{20}{30 \cdot 3,3 \cdot 0,82} = 0,2470 \text{ m}^2$$

#### 11.4.4. Ungerea compresoarelor

Toate suprafețele de frecare ale compresoarelor trebuie bine și continuu unse. Pentru ungerea pieselor în contact cu gazul comprimat, lubrifiantii variază după proprietățile fizice și chimice ale gazului, ținînd seamă și de creșterea temperaturii prin comprimare.

Pentru comprimarea aerului, se întrebuițează un ulei avînd — la 50°C — viscozitatea de 12—15° Engler. Pentru a înlătura pericolul exploziilor datorat încălzirii gazului (uneori peste 150°C) și formării amestecului exploziv aer-ulei, lubrifiantul trebuie să aibă punctul de aprindere la peste 230°C pentru compresoarele răcite cu apă și corespunzător mai mare la cele răcite cu aer. Consumul de ulei variază între 0,05 și 0,08 g/m<sup>3</sup> aer aspirat sau între 0,06 și 0,08 g/(h·m<sup>2</sup>) de suprafață unsă.

Pentru comprimarea oxigenului, nu se întrebuițează ulei pentru ungerea părților interioare care vin în contact cu oxigenul și trebuie să se evite, prin toate mijloacele, ca uleiul folosit pentru ungerea pieselor motoare (lagăre, manivele etc.) să vină în contact cu oxigenul. Ungerea pieselor interioare se face, în acest caz, numai cu apă distilată conținînd 10—12% glicerină.

#### 11.4.5. Compresoare verticale în echieurent

Aceste compresoare (fig. 11.8), folosite mai cu seamă în instalațiile frigorifice, au următoarele particularități:

- supapă de aspirație montată în corpul pistonului;
- supapă de refulare montată într-un capac fals, menținut în poziția normală de un arc puternic; prin această construcție, capacul se poate ridica



în întregime, asigurând cilindrul, atunci când intervin suprasolicitări prin vaporizări abundente, datorite intrării de lichid în compresor;

- posibilitate de reglare a debitului prin conducta de ocolire (by-pass);
- trecerea gazului prin compresor într-un singur sens, în sensul comprimării (echicurent).

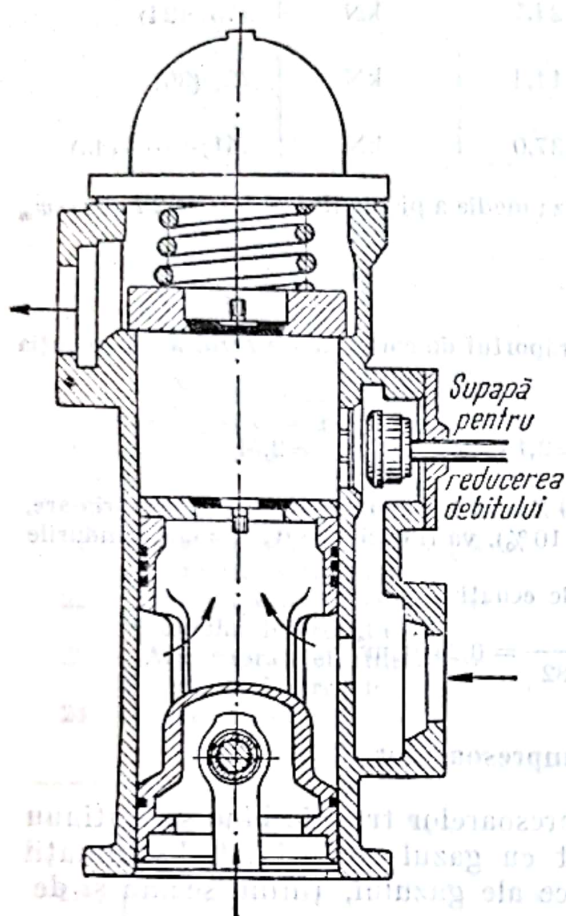


Fig. 11.8. Compresor vertical în echicurent.

#### 11.4.6. Compresoare cu piston, fără contaminarea gazului cu ulei

Un dezavantaj important al compresoarelor cu piston este prezența uleiului în gazul comprimat. Pe de altă parte, multe procese tehnologice necesită absența totală a uleiului și uneori a apei din gazul ieșit din compresor. Unele construcții de compresoare cu piston realizează acest deziderat fie prin soluții mecanice, fie prin folosirea unor inele și segmenti din grafit sau teflon care funcționează fără ungere.

#### 11.5. Compresoare cu diafragmă

Compresoarele cu diafragmă, analoge pompelor cu diafragmă pentru lichide (v. 10.2.4), se folosesc în cazurile când este necesară o etanșare perfectă.

Ele se construiesc în două variante: a) cu diafragmă solidară cu mecanismul de acționare (alternativă) și b) cu diafragmă pulsată hidraulică.

După ce s-a rezolvat problema grea a materialului diafragmei, s-a ajuns la performanțe interesante: turație mai mică, raporturi de comprimare mai mare decât la compresoarele cu piston, reducerea aproape totală a spațiului mort, răcire mai bună, atingerea unor presiuni foarte mari (peste  $10\,000 \cdot 10^5$  Pa) în construcție cu comprimare în trepte. Se folosesc pentru debite relativ mici (sub  $20\text{ m}^3/\text{h}$ ).

#### 11.6. Suflante

Suflantele sînt compresoare volumice rotative; prin rotirea unor elemente (rotor, tambur, pistoane, piese în șurub), gazul este transportat de la intrare spre ieșire. Comprimarea se face fie în interiorul mașinii, fie în exteriorul mașinii (în conducta de refulare).



### 11.6.1. Pompe (suflante) cu inel lichid

Într-o carcasă cilindrică, cu secțiune circulară (figl. 11.9, a) sau ovală (fig. 11.9, b), se învîrtește un rotor excentric, cu palete radiale sau curbe. În pereții frontali ai carcasei sînt deschiderile de intrare și de ieșire. În carcasă, se introduce un lichid (apă pentru gazele obișnuite, acid sulfuric pentru clor etc.) care — atunci cînd rotorul se învîrtește — este proiectat către periferie,

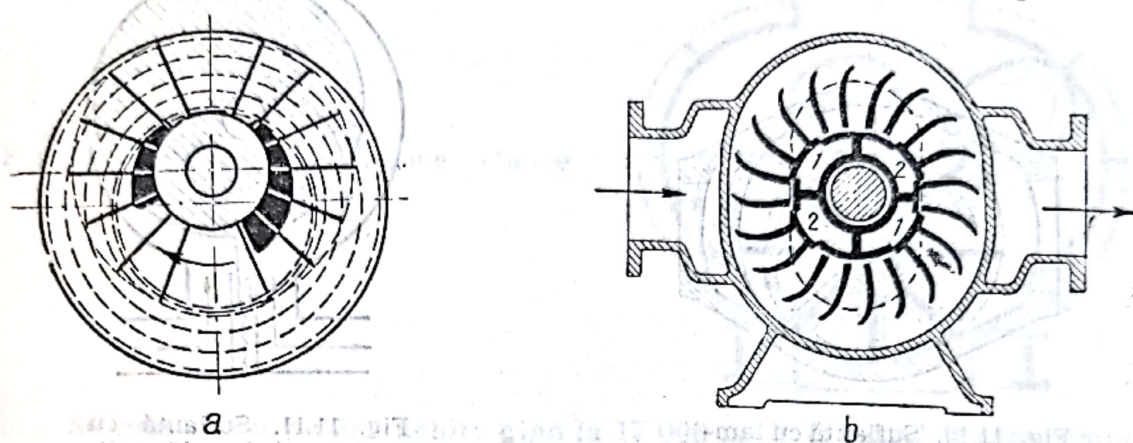


Fig. 11.9. Pompe cu inel lichid.

a — principiu; b — pompa Hytor; 1 — deschideri de intrare; 2 — deschideri de ieșire.

cașa cum se vede în fig. 11.9, formînd un inel lichid care se învîrtește și el cu viteză apropiată de viteza extremităților paletelor. Între rotorul excentric și inelul lichid concentric în raport cu carcasa, se formează compartimente, de volum variabil, în care gazul este transportat (de la intrare la ieșire) și comprimat (comprimare interioară). Deoarece (ca urmare a încălzirii prin comprimare) lichidul se vaporizează, el trebuie continuu sau periodic completat.

Astfel de rotoare, cuplate cu rotoare obișnuite de pompe centrifuge, servesc pentru îndepărtarea aerului din pompe aspiratoare cu autoamor-sare (v. 10.3.8).

Performanțe ale pompelor cu inel lichid: debite pînă la  $8\,000\text{ m}^3/\text{h}$  (de obicei ele sînt folosite pentru debite mici și medii), raporturi de comprimare pînă la șapte, presiuni maxime de refulare pînă la  $20 \cdot 10^5\text{ Pa}$  (cu două trepte), presiunea maximă în conducta de aspirație  $430\text{ Pa}$ .

Avantajele acestor pompe sînt: curgerea fără pulsații, lipsa frecărilor între elementele mobile și cele staționare, lipsa ungerii și deci absența uleiului în gazul comprimat. Sînt indicate mai cu seamă pentru gaze corosive (de exemplu clor umed) și pentru gaze explozive (de exemplu acetilenă).

Dezavantaje: gazul comprimat iese din pompă saturat cu vaporii lichidului care formează inelul; randamentul nu depășește 45%.

### 11.6.2. Suflante cu tambur și lamele culisante

Aceste suflante se construiesc în multe variante, care pot fi împărțite în două grupe:

- a) cu lamele culisante în rotor (fig. 11.10);
- b) cu lamelă culisantă în stator (fig. 11.11).



Suflantele de tipul a) sînt formate dintr-o carcasă cilindrică și un tambur a cărui axă de rotație este excentrică față de carcasă. În tambur sînt prevăzute șanțuri adînci, radiale sau înclinate, în care culisează lamele plane. Prin acțiunea forței centrifuge sau prin arcuri introduse sub lamele (la suflantele cu turație mică), lamele sînt apăsate etanș pe fața interioară a carcasei.



Fig. 11.10. Suflantă cu tambur și lamele culisante în rotor.

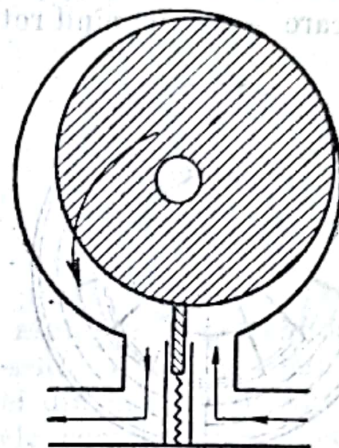


Fig. 11.11. Suflantă cu tambur și lamelă culisantă în stator.

Gazul este transportat și comprimat prin micșorarea volumului compartimentelor dintre lamele, care se formează, în spațiul în semilună, dintre rotor și stator.

Debitele variază între 80 și 7 000 m<sup>3</sup>/h, raportul de comprimare este între 2,5 și 4; se pot folosi mai multe trepte de comprimare pentru obținerea unor presiuni finale mai mari.

Aceste mașini au avantajele debitării continue, turației mari și spațiului mic. Din cauza ungerii necesare, gazul comprimat conține ulei; au fost construite astfel de suflante folosind apa ca lubrifianț — cu rezultate bune.

Suflantele de tipul b) se deosebesc de cele precedente prin rotirea excentrică a tamburului în jurul unui arbore a cărui axă coincide cu axa carcasei (statorului). În timpul rotirii, tamburul este tangent și etanș față de carcasă; spațiul de presiune este separat de cel de aspirație printr-o lamelă plană apăsată pe tambur prin greutatea ei sau printr-un arc. Pentru ameliorarea neuniformității debitului de gaz comprimat, se folosesc două suflante identice, montate în paralel, cu decalaj de 180° în poziția tamburului.

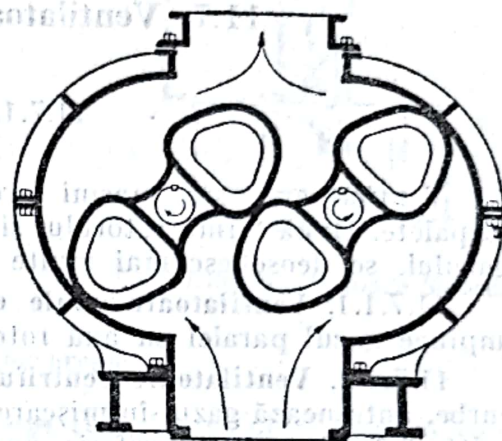
### 11.6.3. Suflante cu pistoane rotative

Aceste suflante sînt formate dintr-o carcasă în care se rotesc, în sensuri opuse, două pistoane de diferite forme; cele mai multe pistoane rotative sînt în formă de 8 (tip Roots, fig. 11.12). Pistoanele nu sînt în contact etanș între ele și nici între ele și carcasă (pentru a evita necesitatea ungerii și pentru a îmbunătăți randamentul mecanic), ci există o foarte mică distanță între pistoane și între pistoane și carcasă. Pistoanele sînt rotite din exterior printr-un angrenaj. În timpul unei rotații, fiecare piston transportă de la intrare



spre ieșire un volum de gaz egal cu produsul dintre lățimea carcasei și aria secțiunii libere cuprinse între carcasă și pistoane (volum, din care ar trebui scăzute pierderile de gaz prin neetanșeitățile menționate mai sus). Aceste suflante funcționează cu comprimare exterioară (comprimarea se face la ieșirea gazului din mașină).

Fig. 11.12. Suflanta cu pistoane rotative (tip Roots).



Se construiesc pentru debite până la  $17\,000\text{ m}^3/\text{h}$ ; raportul de comprimare este mai mare decât 2; pentru presiuni mai mici se folosesc mai multe trepte. În construcții moderne, performanțele suflantelor Roots au crescut ca debit, (peste  $70\,000\text{ m}^3/\text{h}$ ), presiune (peste  $35 \cdot 10^5\text{ Pa}$ ) și randament.

Avantaje: debit continuu, fără pulsații sensibile, necontaminarea gazului cu ulei, insensibilitate față de presiune cu menținerea randamentului. Produc zgomot.

Debitul volumetric și puterea consumată variază liniar cu turația.

#### 11.6.4. Suflante elicoidale

În aceste suflante, două rotoare în formă de șurub, cu axele paralele (și o mică distanță între ele și carcasă și între ele și pereții frontali), se rotesc cu turație mare (câteva mii de rotații pe minut), în sensuri opuse, comprimând și transportând gazul către ieșire (fig. 11.13). Au capacitatea cuprinsă între

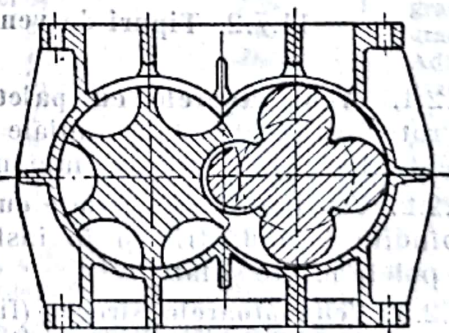


Fig. 11.13. Suflantă elicoidală.

$350$  și  $35\,000\text{ m}^3/\text{h}$ , raportul de comprimare în jurul cifrei de 4,5, randamentul  $50-60\%$ . Suflantele cu șurub sînt mai puțin influențate de densitatea gazului decât turbocompresoarele și debitează gazul lipsit de ulei. Pot fi construite



în mai multe trepte. Dezavantajul principal al acestor suflante este temperatura ridicată a gazului comprimat, ca urmare a răcirii slabe din cauza vitezei mari a gazului prin mașină.

## 11.7. Ventilatoare și turbocompresoare

### 11.7.1. Ventilatoare<sup>1)</sup>

Ventilatoarele sînt mașini care transportă gazele cu ajutorul unui rotor cu palete. După forma rotorului și după modul în care el acționează asupra gazului, se deosebesc mai multe tipuri:

**11.7.1.1. Ventilatoare axiale** cu elice, în care un rotor în forma de elice împinge gazul paralel cu axa rotorului.

**11.7.1.2. Ventilatoare centrifuge**, în care rotorul, cu palete plane sau curbe, antrenează gazul în mișcarea lor și, prin forța centrifugă care se dezvoltă, îl împinge spre periferie, unde o carcasă în melc îl dirijează spre conducta de refulare; aspirația gazului se face, ca și la pompele centrifuge, prin partea centrală a rotorului.

**11.7.1.3. Exhaustoarele** sînt ventilatoare centrifuge de forma și modul de funcționare asemănătoare celor precedente, de care se diferențiază numai prin detalii constructive și prin utilizarea lor ca aspiratoare de gaz.

Cu totul convențional, ventilatoarele centrifuge se împart, după presiunea gazului la ieșire, în următoarele trei grupe:

- ventilatoarele de presiune joasă, pentru suprapresiuni pînă la 1 000 Pa;
- ventilatoare de presiune medie, pentru suprapresiuni cuprinse între 1 000 și 2 000 Pa;
- ventilatoare de presiune înaltă, pentru suprapresiuni de peste 2 000 Pa.

Considerațiile teoretice arătate la pompele centrifuge se aplică și la ventilatoare.

### 11.7.2. Tipuri de ventilatoare centrifuge

**11.7.2.1. Ventilatoarele cu palete radiale** (fig. 11.14) sînt formate dintr-un rotor cu palete plane radiale și o carcasă în spirală. În industrie, aceste ventilatoare sînt folosite mai mult ca exhaustoare.

**11.7.2.2. Ventilatoare cu palete curbate în sens invers rotației** sînt cele mai răspîndite în industria și în instalațiile de ventilație. Se construiesc acum cu palete multe și late.

**11.7.2.3. Ventilatoarele Sirocco** (fig. 11.15) au un număr foarte mare de palete scurte și foarte late, curbate în sensul rotației. Dirijarea gazului de la centru pînă la palete este ajutată de cîteva palete auxiliare mai lungi.

<sup>1)</sup> V. și STAS 7465-76.

Caracteristicile acestor ventilatoare: suprapresiuni pînă la 1 200 Pa, debite pînă la 1 600 m<sup>3</sup>/min, randament aproximativ 70%.

În tabelul 11.5 sînt indicate cîteva date constructive pentru ventilatoare.

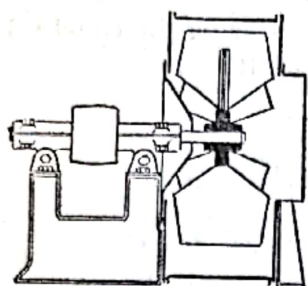


Fig. 11.14. Ventilator cu palete radiale.

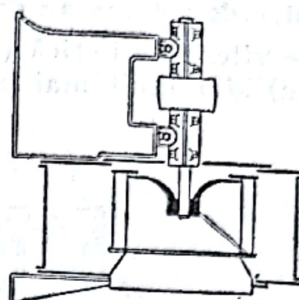


Fig. 11.15. Ventilatoare Sirocco.

### 11.7.3. Turbocompresoare

11.7.3.1. Turbocompresoarele centrifuge (fig. 11.16) sînt, față de ventilatoare, ceea ce sînt pompe centrifuge cu mai multe trepte față de pompele centrifuge cu un singur rotor.

Ca urmare a deosebirii dintre proprietățile gazului și cele ale lichidelor, turbocompresoarele centrifuge prezintă diferențe constructive și funcționale importante față de pompele centrifuge:

— raportul presiunilor (raportul de comprimare) este mic și depinde de densitatea gazului: 1,025 pentru hidrogen, 1,4 pentru aer etc.; de aceea este nevoie, de obicei, de un număr mare de trepte;

Date constructive pentru ventilatoare

Tabelul 11.5

|                                                                 |           |                     |          |
|-----------------------------------------------------------------|-----------|---------------------|----------|
| Raportul dintre diametrul exterior și cel interior al rotorului |           |                     |          |
| — la ventilatoarele de presiune joasă                           | $D_2/D_1$ | 1,25—1,5            | Adimens. |
| — la ventilatoarele de presiune medie                           | $D_2/D_1$ | 1,5 —1,75           | Adimens. |
| — la ventilatoarele de presiune înaltă                          | $D_2/D_1$ | 1,75—2,0            | Adimens. |
| Viteza gazului în carcasă                                       | $w_s$     | $\leq w_1$          |          |
| Unghiul $\beta_2$                                               |           |                     |          |
| — pentru paletele curbate în sensul rotației                    | $\beta_2$ | 135                 | grade    |
| — pentru paletele curbate invers rotației                       | $\beta_2$ | 45                  | grade    |
| Raportul dintre vitezele $w_2$ și $w_1$                         | $w_2/w_1$ | $= D_2/D_1$         | Adimens. |
| Unghiul $\beta_1$                                               | $\beta_1$ | 40—80               | grade    |
| Diametrul racordului de aspirație                               | $D_s$     | $\sqrt{4G/\pi w_s}$ | Obs. 1   |
| Viteza în racordul de aspirație                                 | $w_s$     | tabela              | Obs. 2   |
| Diametrul interior al rotorului                                 | $D_1$     | $= D_s$             |          |
| Viteza gazului la ieșirea din ventilator                        | $w_s$     | $\leq w_s$          | Obs. 3   |

Obs. 1. Se rotunjește la:

50, 75, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 700 mm

Obs. 2. Viteza  $w_s$ , în racordul de aspirație se alege în funcție de presiunea statică  $p_s$  după tabelul

|       |      |       |      |      |       |       |       |       |       |       |       |       |       |     |
|-------|------|-------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|
| $p_s$ | 81,8 | 159,7 | 352  | 787  | 1 197 | 1 622 | 2 065 | 2 521 | 2 463 | 4 427 | 5 398 | 6 376 | 7 334 | Pa  |
| $w_s$ | 5,2  | 7,8   | 12,8 | 18,0 | 21,4  | 23,8  | 25,4  | 26,5  | 27,7  | 28,2  | 28,5  | 28,6  | 28,7  | m/s |

Obs. 3. Cînd  $w_s > w_s$  se prevede un difuzor pentru a ajunge la  $w_s = w_s$ .



- între 2–4 trepte (uneori mai multe), gazul este răcit într-un răcitor interior sau exterior;
- din cauza micșorării volumului de gaz prin comprimare, grupele succesive de rotoare au diametre și lățimi din ce în ce mai mici;
- viteza periferică (uneori de peste 200 m/s) și turația (peste 12 000 rot/min) sînt mult mai mari decît la pompele centrifuge.

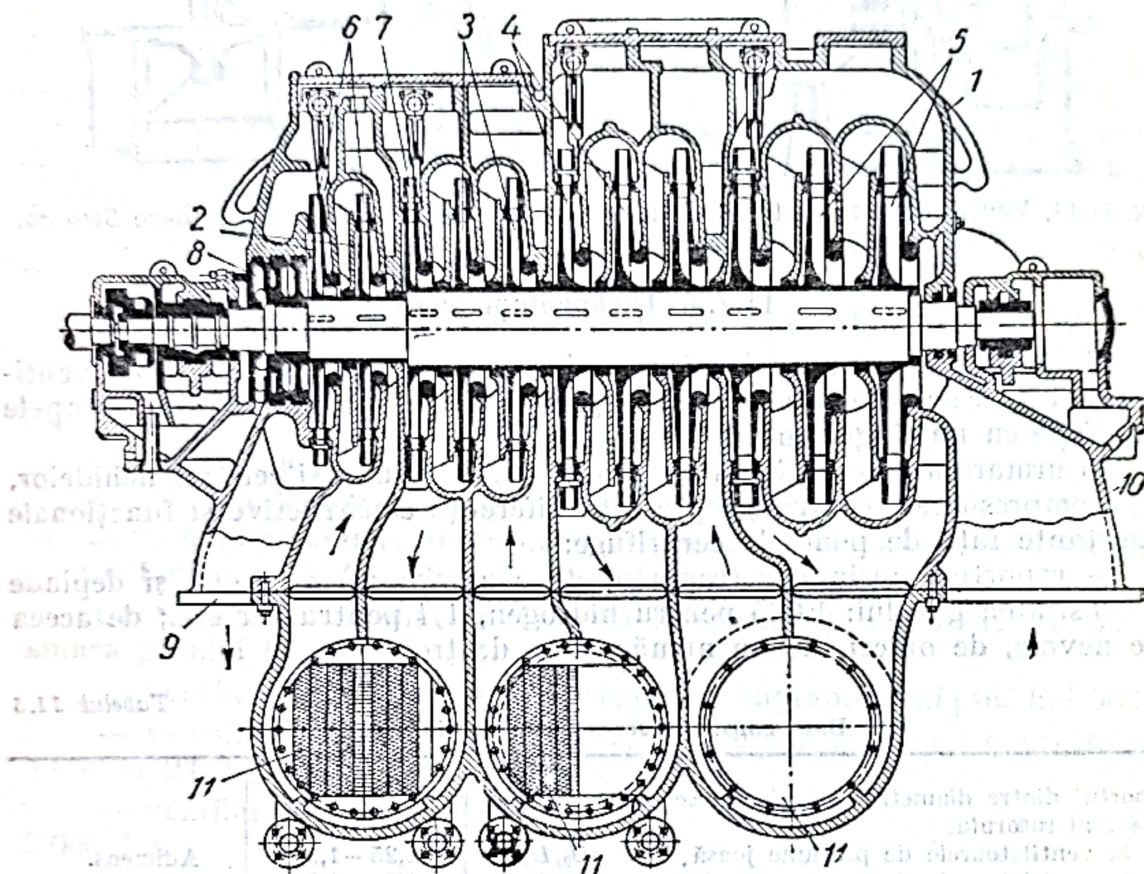


Fig. 11.16. Turbocompresor centrifug:

- 1 — carcasă; 2–5 — rotoare de diferite dimensiuni; 6, 7 — statoare; 8 — cutie de etanșare; 9 — deschidere de evacuare; 10 — deschidere de aspirație; 11 — răcitoare.

Turbocompresoarele centrifuge au calități deosebite: absența uleiului în gazul comprimat, funcționarea flexibilă și fără zgomot, funcționarea sigură, lipsa trepidațiilor și vibrațiilor (fundații reduse), cheltuieli de întreținere mici. Performanțele construcțiilor moderne sînt surprinzătoare: debite între 200 și 425 000 m<sup>3</sup>/h, presiuni care întrec  $100 \cdot 10^5$  Pa. Aceste calități și performanțe fac ca turbocompresoarele să găsească din ce în ce mai multe aplicații în industria chimică, inclusiv în sinteza amoniacului.

O caracteristică a turbocompresoarelor este existența unei limite inferioare a debitului. Această limită este la aproximativ jumătatea debitului corespunzător maxim al mașinii (capacitatea de proiectare); limitarea este impusă de apariția „unde de remu” care provoacă pulsații între gazul din interiorul compresorului și gazul de conducta de refulare. Au fost găsite soluții mecanice și hidraulice care reduc limita inferioară a debitului.



**11.7.3.2. Turbocompressoarele axiale prezintă — pentru debite mari (peste 85 000 m<sup>3</sup>/h) și presiuni joase — avantaje față de turbocompressoarele centrifuge: randamente superioare, greutate mai mică, gabarit redus.**

Uzinele de amoniac sintetic au folosit mult timp compresoare mari orizontale; odată cu creșterea capacității, fabricile au trecut la folosirea compresoarelor verticale, a compresorului boxer și la turbocompressoare, pentru comprimarea gazului de sinteză.

Marile turbocompressoare mai au și avantajul că, putind fi acționate prin electricitate, gaz (turbina de gaze) sau abur, ele dau posibilitatea să se echilibreze bilanțul energetic al uzinei; în acest mod, consumul enorm de energie (peste 700 kWh/t de amoniac) se reduce la cîtiva zeci de kWh/t, prin recuperarea aburului de la antrenarea turbocompresorului și folosirea lui în alte părți ale procesului tehnologic.

Deoarece turbocompressoarele de capacități mari și totodată de presiuni mari ( $200 \cdot 10^5$  Pa) sînt încă în dezvoltare, uzinele de amoniac sintetic la presiuni înalte ( $350 \cdot 10^5$  Pa) folosesc turbocompressoarele pentru presiunile joase și medii și compresoarele cu piston pentru treptele presiunilor înalte.

Pentru comprimarea clorului ( $2 \cdot 10^5$ — $10 \cdot 10^5$  Pa), de exemplu în vederea lichefierii, au fost folosite pompe cu inel lichid (cu acid sulfuric); pentru debite mari de clor, se folosesc acum compresoare alternative cu lubrificație prin acid sulfuric sau fără lubrificație (pistoane cu inele și segmenti din grafit sau teflon) sau cu pistoane etanșate prin labirint. Tot pentru debite mari de clor au fost construite și tipuri speciale de turbocompressoare cu etanșare prin labirint (cu azot ca gaz de etanșare).

*Bibliografia, la pag. 449.*



## Pompe de vid

În stadiul actual al tehnicii vidului se atinge presiunea absolută de  $10^{-4}$  Pa (aprox.  $10^{-3}$  torr) în instalațiile industriale și de  $10^{-10}$  Pa (aprox.  $10^{-12}$  torr) în aparatele de laborator.

Dacă pentru obținerea vidului parțial necesar în instalațiile obișnuite de vaporizare, distilare, rectificare, filtrare, uscare ș.a. se folosesc depresiunea de aspirație a pompelor descrise în capitolul precedent, pentru obținerea vidului mediu și mai cu seamă a vidului înaintat (v. 8.3.5.2) se pun probleme noi și se folosesc aparate construite pe alte principii.

### 12.1. Tipuri de pompe de vid

În acest capitol sînt descrise tipurile reprezentative mai importante ale pompelor de vid, în ordinea crescătoare a vidului realizat în condiții economice.

#### 12.1.1. Compresoare obișnuite

Compresoarele obișnuite, cu spațiu mort redus și cu o singură treaptă de comprimare (raport de comprimare normal între 3 și 4),<sup>1</sup> ating în conducta de aspirație presiuni absolute minime de  $0,27 \cdot 10^5$  Pa (aprox. 200 torr).

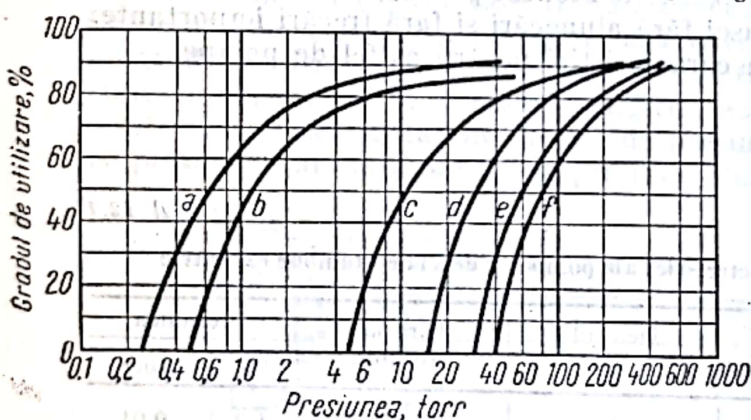
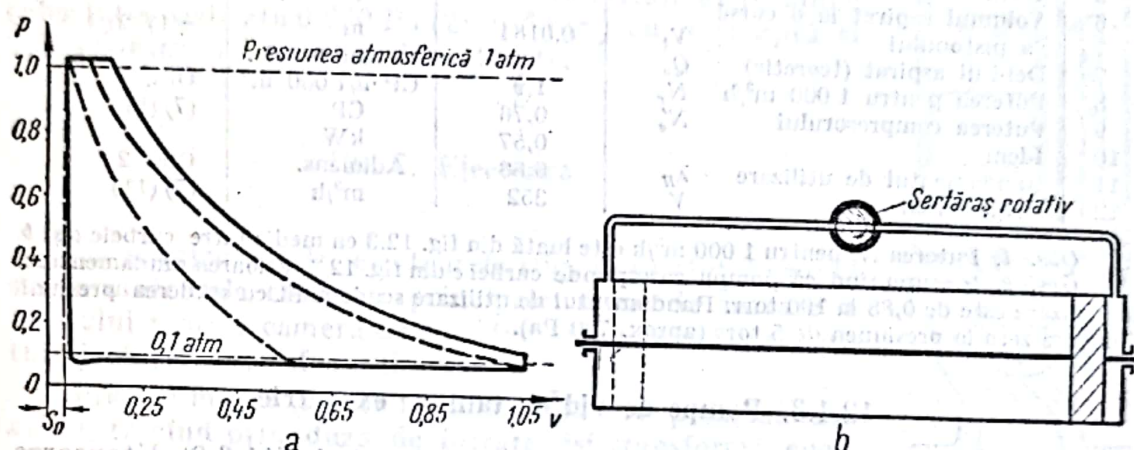
Există pompe de vid cu piston, uscate și umede; cele uscate sînt folosite pentru aspirarea gazelor, iar cele umede pentru aspirarea simultană a gazelor și lichidelor (de exemplu din condensatoare); pompele umede au supape mai mari.

#### 12.1.2. Pompe (compresoare) de vid, cu egalizarea presiunii

Pentru presiuni sub  $0,27 \cdot 10^5$  Pa, compresoarele obișnuite funcționează neeconomic, din cauză că raportul de comprimare crește. În fig. 12.1, este arătată diagrama  $p, v$  pentru o pompă (fictivă) care atinge  $0,1 \cdot 10^5$  Pa și al cărei spațiu mort este de 5% din volumul cilindrului; raportul de comprimare este 10. Se vede că la fiecare cursă a pistonului numai 50% din gazul comprimat este evacuat din compresor; restul rămîne în spațiul mort și se destinde în timpul cursei următoare de aspirație. În exemplul ales, ventilul de aspirație se deschide abia la jumătatea cursei. Rezultă că randamentul de utilizare este de numai aproximativ 50% și scade mai mult cînd crește spațiul mort și raportul de comprimare.

Egalizarea presiunii constă în legarea, printr-o conductă exterioară, a spațiilor moarte dintr-un compresor cu dublu efect. Un sertăraș plan sau

rotativ, comandat de tija pistonului, deschide conducta exterioră în momentul întoarcerii pistonului. Gazul, comprimat în spațiul mort din stînga pistonului, trece prin conducta exterioră și se destinde în spațiul din dreapta pistonului, pînă la egalizarea presiunilor în cele două spații despărțite de piston. După egalizarea, aproape instantanee, a presiunilor, sertărașul închide conducta. Efectul egalizării presiunii rezultă din fig. 12.1, a, prin compararea ariilor celor două cicluri reprezentate în diagramă: ciclul mărginit de linii întrerupte (fără egalizarea presiunii) și ciclul mărginit de linii continue (cu egalizarea presiunii).



12.2. Gradul de utilizare al pompelor de vid:

a, b — pompa cu egalizarea presiunii și două trepte de comprimare; c, d — pompe cu egalizarea presiunii și o singură treaptă de comprimare; e, f — pompe fără egalizarea presiunii și o singură treaptă de comprimare.

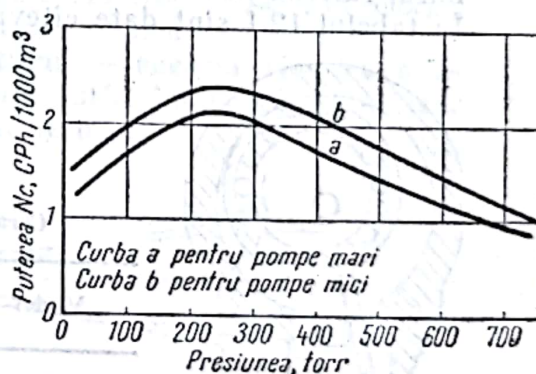


Fig. 12.3. Puterea la roata de mitere a pompelor de vid.

Pe acest principiu se construiesc pompe de vid, cu una sau două trepte de comprimare. Nu se poate da o limită a vidului atins de aceste pompe. Gradul de utilizare scade, și scade cu atît mai repede cu cît scade presiunea de aspirație (fig. 12.2), fapt de care trebuie să se țină seamă la alegerea pompei. În diagrama din fig. 12.3 se dă variația puterii necesare pompelor de vid în funcție de presiunea de aspirație.

Utilizarea diagramelor din fig. 12.2 și 12.3 rezultă din următorul exemplu.



*Exemplu.* Să se calculeze puterea la roata de transmisie și gradul de utilizare pentru o pompă de vid cu dublu efect, cu o singură treaptă de comprimare și cu egalizarea presiunii, de dimensiunile și în condițiile arătate în rindurile 1—4 ale tabelului de mai jos.

|    |                                         |             |                    |                             |                    |
|----|-----------------------------------------|-------------|--------------------|-----------------------------|--------------------|
| 1  | Diametrul pistonului                    | $d$         | 350                | mm                          | Dat                |
| 2  | Cursa pistonului                        | $l$         | 200                | mm                          | Data               |
| 3  | Turația                                 | $n$         | 180                | rot/min                     | Data               |
| 4  | Presiunea în conducta de aspirație      | $p_1$       | 100                | torr                        | Data               |
| 5  | Idem                                    |             | $0,133 \cdot 10^5$ | Pa                          |                    |
| 6  | Volumul aspirat la o cursă a pistonului | $V_1$       | 0,0184             | m                           | $\pi(1)^2(2)/4$    |
| 7  | Debitul aspirat (teoretic)              | $Q_0$       | 400                | m <sup>3</sup> /h           | $2(3)(6) \cdot 60$ |
| 8  | Puterea pentru 1 000 m <sup>3</sup> /h  | $N'_0$      | 1,9                | CP · h/1 000 m <sup>3</sup> | Obs. 1             |
| 9  | Puterea compresorului                   | $N'_c$      | 0,76               | CP                          | (7) (8)            |
| 10 | Idem                                    |             | 0,57               | kW                          |                    |
| 11 | Randamentul de utilizare                | $\lambda_H$ | 0,88               | Adimens.                    | Obs. 2             |
| 12 | Debitul real                            | $V$         | 352                | m <sup>3</sup> /h           | (7) (11)           |

Obs. 1. Puterea  $N'_0$  pentru 1 000 m<sup>3</sup>/h este luată din fig. 12.3 ca medie între curbele  $a$  și  $b$ .

Obs. 2. Presupunind că pompa corespunde curbei  $c$  din fig. 12,2, valoarea randamentului de utilizare este de 0,88 la 100 torr. Randamentul de utilizare scade mult cu scăderea presiunii și devine zero la presiunea de 5 torr (aprox. 700 Pa).

### 12.1.3. Pompe de vid cu tambur excentric

Aceste pompe sînt analoage suflantelor menționate la (11.6.2). Etanșarea laterală și ungerea se fac prin afundarea pompei într-o baie de ulei. Modelul schițat în fig. 12.4 are tamburul excentric montat pe bile; în acest mod tamburul rulează în interiorul carcasei fără alunecări și fără frecări importante. În tabelul 12.1 sînt date cîteva caracteristici pentru astfel de pompe.

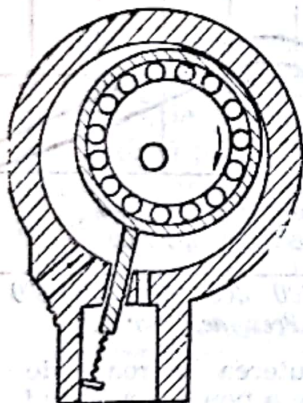


Fig. 12.4. Schiță de principiu a unei pompe cu tambur excentric pe bile (cu lamelă culisantă în stator).

Tabelul 12.1

Caracteristici ale pompelor de vid cu tambur excentric

| Model | Debitul, m <sup>3</sup> /h | Turația, rot/min | Presiunea |      |
|-------|----------------------------|------------------|-----------|------|
|       |                            |                  | Pa        | torr |
| 1     | 10                         | 700              | 1,3       | 0,01 |
| 2     | 30                         | 350              | 1,3       | 0,01 |
|       | 45                         | 500              | 1,3       | 0,01 |
| 3     | 100                        | 300              | 1,3       | 0,01 |
|       | 150                        | 450              | 1,3       | 0,01 |

### 12.1.4. Pompe cu tambur rotativ și palete

Aceste pompe se aseamănă cu suflanta descrisă la (11.6.2). Tamburul pompei schițată în fig. 12.5 are două palete care — în timpul funcționării — ies din nuturile tamburului sub acțiunea forței centrifuge sau a unui arc,



astfel încît marginea lor exterioară să fie mereu în contact etanș cu fața interioară a carcasei. Gazul intră printr-o deschidere în carcasă, în apropierea punctului de tangență al tamburului cu carcasa și iese printr-o altă deschidere de cealaltă parte a punctului de tangență; la ieșire este o supapă de evacuare. Pentru vid înaintat, pompa este afundată într-o baie de ulei care servește atît pentru etanșare cît și pentru ungere.

Caracteristicile acestei pompe sînt: a) debitul pînă la  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  (măsurat la presiune atmosferică); b) presiune (absolută) realizată  $0,270 \text{ Pa}$  ( $2 \cdot 10^{-3} \text{ torr}$ ) cu o treaptă și  $1,3 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}$  ( $10^{-3} \text{ torr}$ ) cu două trepte.

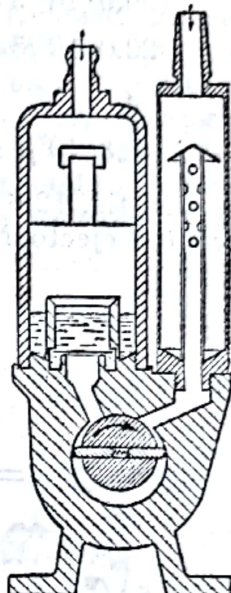


Fig. 12.5. Pompă de vid cu tambur rotativ și paletă (cu lamele culisante în rotor).

### 12.1.5. Ejectoare

Ca și injectoarele, ejectoarele (fig. 12.6) sînt formate din următoarele elemente principale: duza de intrare a fluidului motor, camera de amestec, duza de amestec, gîtul ejectorului și difuzorul.

Fluidul motor (aer comprimat, apă sub presiune sau abur), trecînd prin duza de intrare, își transformă energia de presiune în energie cinetică; el trece deci cu viteză mare (uneori peste  $1000 \text{ m/s}$ ) prin duza de amestec, antrenînd și fluidul care trebuie evacuat. Cele două fluide se amestecă și își omogenizează energiile cinetice în gîtul cilindric al injectorului, iar în difuzor — prin micșorarea vitezei ca urmare a lărgirii secțiunii — energia cinetică a amestecului trece treptat în energie de presiune, astfel încît iese din difuzor cu presiune mai mare (de obicei presiune atmosferică).

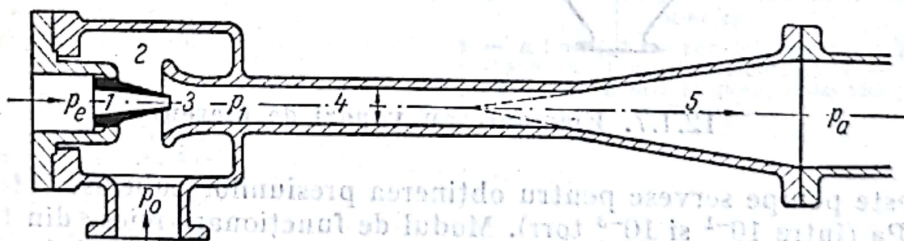


Fig. 12.6. Schema unui ejector:

1 — duza de intrare a fluidului motor; 2 — camera de amestec; 3 — duza de amestec; 4 — gîtul ejectorului; 5 — difuzor.

### 12.1.6. Ejectoare cu mai multe trepte

Pentru aprecieri cu totul aproximative se poate considera că, la un ejector cu abur, raportul dintre presiunea gazului de evacuat, la intrare în ejector, și presiunea la ieșirea din ejector, este de 20%; cu alte cuvinte, la trecerea printr-un ejector presiunea gazului crește de aproximativ cinci ori. Aplicînd



această apreciere, și impunând presiunea atmosferică, de  $10^5$  Pa ca presiune finală, se obține într-o instalație cu patru ejectoare în serie:

$$\begin{array}{lcl} 100,00 \cdot 10^3 \text{ Pa (760,0 torr)} & \} & \text{Treapta IV} \\ 100,0 \cdot 10^3 / 5 = 20,00 \cdot 10^3 \text{ Pa (152,0 torr)} & \} & \text{Treapta III} \\ 20,0 \cdot 10^3 / 5 = 4,00 \cdot 10^3 \text{ Pa (30,4 torr)} & \} & \text{Treapta II} \\ 4,0 \cdot 10^3 / 5 = 0,80 \cdot 10^3 \text{ Pa (6,1 torr)} & \} & \text{Treapta I} \\ 0,8 \cdot 10^3 / 5 = 0,16 \cdot 10^3 \text{ Pa (1,2 torr)} & \} & \end{array}$$

În fig. 12.6 este reprezentată schema unei instalații cu trei trepte; între cele trei ejectoare sînt montate răcitoare cu apă pentru condensarea vaporilor.

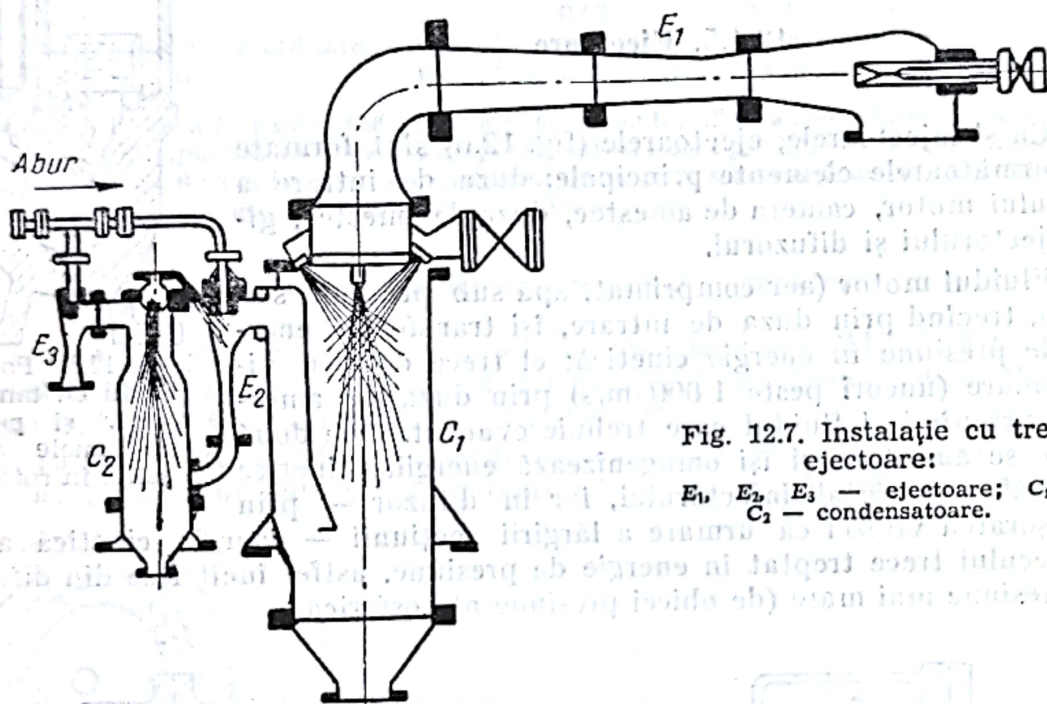


Fig. 12.7. Instalație cu trei ejectoare:

$E_1, E_2, E_3$  — ejectoare;  $C_1, C_2$  — condensatoare.

### 12.1.7. Ejectoare cu vapori de mercur

Aceste pompe servesc pentru obținerea presiunilor cuprinse între 13 Pa și 0,13 Pa (între  $10^{-1}$  și  $10^{-3}$  torr). Modul de funcționare reiese din fig. 12.8; mercurul circulă în circuit închis: vaporii de mercur formați în fierbător urcă prin tubul central, țișnesc prin ejectoare antrenînd gazul de evacuat, se condensează prin acțiunea mantalei de răcire (cu apă), mercurul lichid revine în fierbător prin închiderea cu mercur de la partea inferioară a aparatului. Ejectorul este legat la o pompă rotativă de vid preliminar.

### 12.1.8. Pompa moleculară Holweck

Cînd o moleculă lovește elastic o suprafață, ea ricoșează după o direcție determinată de egalitatea între unghiul de incidență și cel de reflecție; dacă suprafața se mișcă, molecula primește un impuls în direcția mișcării supra-

feței, și direcția de întoarcere a moleculei (după lovirea suprafeței) este abătută în direcția și sensul de mișcare ale suprafeței. Efectul este sensibil numai când drumul liber mijlociu al moleculelor este destul de mare, adică sub presiune scăzută; altfel, numeroasele ciocniri ulterioare, cu alte molecule, anihilează efectul de antrenare al suprafeței mobile.

Pe acest principiu este construită pompa moleculară *Holweck*. Ea se compune (fig. 12.9), în principal, dintr-un rotor cilindric, neted, care se rotește cu turație mare într-o carcasă prevăzută pe fața interioară cu șanțuri elicoidale cu adâncime descrescătoare de la mijloc spre capetele carcasei. Moleculele gazului de evacuat intră în pompă pe la mijlocul ei și sint abătute, prin numeroasele ciocniri cu suprafața tamburului, către capetele carcasei, unde sint colectate de o pompă de vid preliminar. Pompele *Holweck* ating presiuni absolute minime de  $0,13 \cdot 10^{-3}$  Pa ( $10^{-6}$  torr).

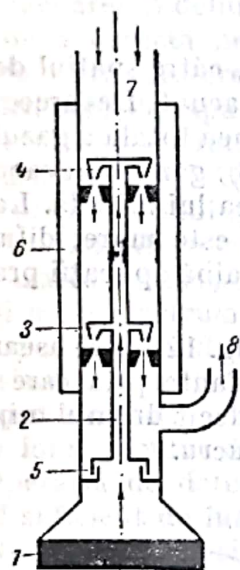


Fig. 12.8. Ejector cu vapori de mercur, cu două trepte:

- 1 — fierbător; 2 — tub central pentru repartizarea vaporilor de mercur; 3 — ejector (treapta I); 4 — ejector (treapta II); 5 — închidere cu mercur; 6 — manta de răcire cu apă; 7 — legătura la recipientul de evacuat; 8 — legătura la pompa de vid preliminară.

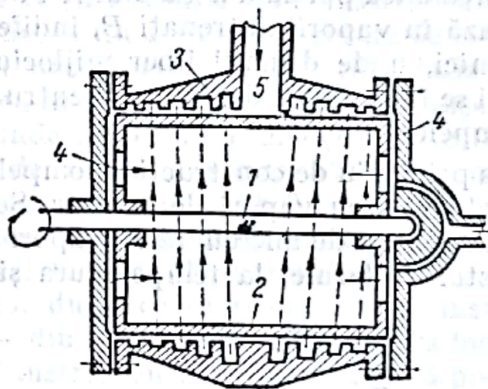


Fig. 12.9. Pompa moleculară *Holweck*:

- 1 — arbore; 2 — rotorul cilindric; 3 — carcasă cu șanțuri elicoidale; 4 — cap; 5 — racord la pompa de vid preliminară.

### 12.1.9. Pompe de difuziune

Sub această denumire se înțeleg pompele de vid care funcționează pe principiul difuzării gazului sau vaporilor de evacuat, în curentul vaporilor unor substanțe care, la temperatură normală, au presiuni de vaporii mici (tabelul 12.2). Circuitul de vaporii se realizează prin fierberea substanței



Tabelul 12.2

Presiunile de vapor (la 20°C) ale lichidelor folosite în pompe de difuziune

| Lichidul                                | Presiuni de vapor    |                          |
|-----------------------------------------|----------------------|--------------------------|
|                                         | Pa                   | torr                     |
| Ulei obișnuit pentru pompe de difuziune |                      |                          |
| — întrebuințat                          | Aprox. 65            | Aprox. $5 \cdot 10^{-1}$ |
| — proaspăt                              | Aprox. 6,5           | Aprox. $5 \cdot 10^{-2}$ |
| Mercur                                  | 0,13                 | $10^{-3}$                |
| Unsoarea Ramsay                         | $>0,01$              | $>10^{-4}$               |
| Ulei Aptezon A                          | $>1,3 \cdot 10^{-3}$ | $>10^{-5}$               |
| Ulei Aptezon B                          | $>1,3 \cdot 10^{-5}$ | $>10^{-5}$               |
| Unsoarea Aptezon L și M (degazată)      | $>1,3 \cdot 10^{-5}$ | $>10^{-5}$               |

lichide și condensarea vaporilor după ce ei au antrenat, către spațiul de evacuare (legat la o pompă de vid preliminar), gazul de evacuat. Deoarece difuzarea unui gaz A într-un alt gaz B nu depinde de presiunea totală a gazului A ci de presiunea parțială a gazului A în amestecul (A+B), gazul de evacuat A difuzează în vaporii antrenați B, indiferent de presiunea lui inițială. La presiuni mici, unde drumul liber mijlociu al moleculelor este mare, difuzarea gazului se face destul de repede, pentru ca principiul să aibă aplicații practice la pompe de vid.

Ca principiu de construcție, pompele de difuziune (fig. 12.10) se aseamănă cu ejectoarele cu vapor de mercur. Se recomandă ca fanta prin care trece gazul în spațiul de antrenare cu vapor să fie mai mică decât drumul mijlociu al acestor molecule, la temperatura și presiunea de lucru.

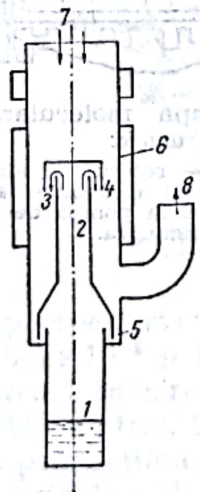


Fig. 12.10. Pompă de difuziune (principiu);

- 1 — fierbător; 2 — tub central;  
3 — fantă circulară pentru ieșirea vaporilor antrenați; 4 — fantă circulară pentru trecerea gazului; 5 — închiderea hidrolică;  
6 — manta de răcire; 7 — legătura la recipientul de evacuat;  
8 — legătura la pompa de vid preliminar.

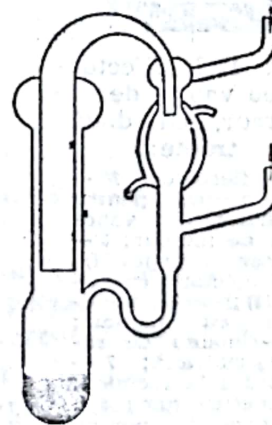


Fig. 12.11. Pompă de difuziune cu mercur.



Primele pompe de difuziune au fost cu mercur (fig. 12.11). Mai târziu s-a înlocuit mercurul cu substanțe (uleiuri) având presiuni de vapori mai mici; cu aceste pompe se ajunge la presiuni absolute de  $0,13 \cdot 10^{-3}$  Pa ( $10^{-6}$  torr). Unele pompe de difuziune au în aceeași carcasă două sau trei trepte.

## 12.2. Neetanșeități și detectarea neetanșeităților

Cu cât vidul este mai înaintat, cu atât detectarea și înlăturarea neetanșeităților devin mai importante.

Metoda curentă pentru detectarea neetanșeităților constă în evacuarea cât mai înaintată a recipientului, izolarea lui de pompă și observarea creșterii presiunii, în timp ce se caută să se astupe locurile bănuite ca neetanșe.

Evacuarea îndelungată, repetarea evacuării de mai multe ori, imposibilitatea de a detecta neetanșeitățile mici înainte de etanșarea celor mari și confuzia între creșterea presiunii ca efect al neetanșeităților sau ca efect al degazării pereților aparatului sînt dezavantajele principale ale acestor metode.

Următoarea metodă [10] mărește mult sensibilitatea și rapiditatea detectării neetanșeităților. Metoda constă în folosirea unor instrumente care indică prezența unui gaz, de exemplu heliu. Cu aceste detectoare se măsoară chiar în timpul evacuării; detectarea neetanșeităților nu este influențată de degazarea instalației și nici de ordinea în care sînt localizate neetanșeitățile mici și mari. Instrumentul care răspunde la cerințele menționate este construit pe principiul spectrometrului de masă. Instrumentul este montat între sistemul care trebuie evacuat și pompă; gazele sub  $0,1 \cdot 10^{-3}$  Pa (aprox.  $10^{-6}$  torr) sînt supuse unor cîmpuri electrice și magnetice astfel ajustate încît numai ionii gazului detector sînt prinși în cîmpul aparatului.

Operația de detectare este simplă; după ce se realizează în instalație un vid suficient de înaintat, se suflă — din exterior — heliu asupra locurilor bănuite ca neetanșe și se observă dacă instrumentul detector indică prezența heliului și deci existența unei neetanșeități în locul unde este suflat heliu.

Un alt instrument [2], mult mai simplu și mai comod, pentru detectarea neetanșeităților folosește efectul — descoperit în anul 1944 — pe care îl au urmele de halogeni (în amestec cu alte gaze sau în combinații ca freon  $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) asupra activării emisiei de ioni pozitivi alcalini de către o sîrmă caldă de platină sau de crom-nichel impurificată cu sodiu sau potasiu.

Sonda de explorare a peretelui recipientului este o mică diodă formată dintr-un tub de porțelan, pe care este înfășurată sîrma emițătoare, și dintr-un electrod, cilindric, din tablă de platină. În timpul funcționării, sîrma este încălzită la  $800-900^\circ\text{C}$ , în timp ce gazul cu urme foarte mici de halogen trece printre cei doi electrozi. Curentul electric rezultat din emisia de ioni este amplificat și indicat de un instrument optic sau acustic.

Pentru detectarea neetanșeităților aparatelor de vid, sonda se montează între recipientul de evacuat și pompa de vid și se urmăresc indicațiile instrumentului, în timp ce locurile presupuse neetanșe sînt suflate, din exterior, cu un gaz conținînd halogen (de exemplu freon).

Acest instrument servește și pentru detectarea neetanșeităților aparatelor sub presiune atmosferică sau sub presiune ridicată, în special pentru detectarea scăpărilor de freon sau de clorură de metil în instalațiile frigorifice.

Instrumentul are sensibilitate apropiată de cea a spectroscopului de masă.



### 12.3. Alegerea pompelor de vid

O pompă de vid trebuie să evacueze un sistem dat într-un timp acceptabil și să ajungă la vidul dorit, pe care să-l mențină pe toată durata procesului. Aceste două condiții sînt interdependente; relația dintre ele este arătată de furnizorul pompei în diagrame ca aceea reprezentată în fig. 12.12.

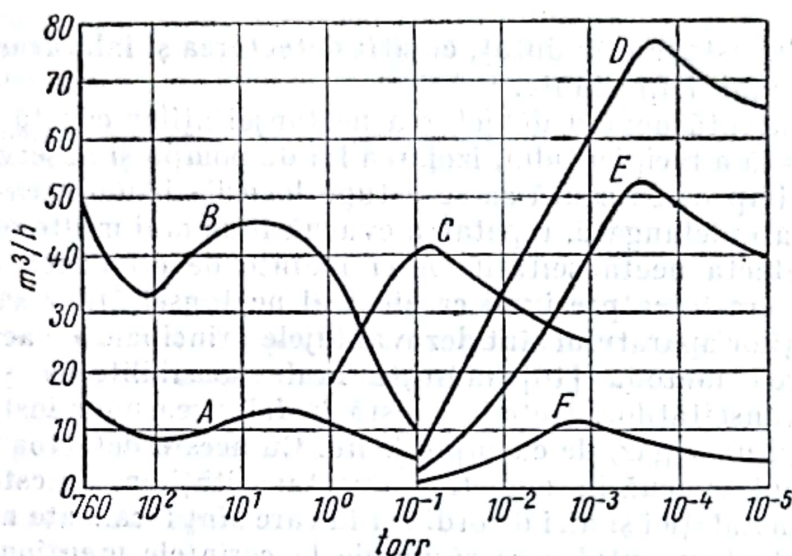


Fig. 12.12. Viteza de aspirație a pompelor de vid în funcție de vidul realizat:

A, B — pompe cu rotor excentric; C — ejectoare cu vapori de mercur; D, E, F — pompe de difuziune.

Prin viteza de aspirație se înțelege debitul volumic de gaz pe care îl aspiră pompa. Deoarece viteza de aspirație variază cu presiunea gazului așa cum rezultă și din fig. 12.12, se obișnuiește ca furnizorii să indice viteza de aspirație la presiunea atmosferică pentru pompele de vid parțial și mediu, și la  $1,3 \cdot 10^{-2}$  Pa ( $10^{-4}$  torr) pentru pompele de vid înaintat. Este totuși preferabil a compara între ele pompele de vid, pe baza diagramelor caracteristice, pe tot intervalul de presiuni care interesează, decât prin comparația a două valori valabile la o singură presiune, care adesea nu este cea la care va funcționa pompa.

Debitul de masă al pompelor de vid variază cu totul, în alt mod decât debitul volumic; pe cînd debitul volumic are un maxim (v. fig. 12.12), debitul de masă scade continuu cu reducerea presiunii, ca urmare a variației densității gazului cu presiunea.

Vidul maxim realizat de o pompă este presiunea la care viteza de aspirație devine zero. Presiunea dintr-un recipient evacuat este suma presiunilor parțiale a gazului rămas neevacuat și a vaporilor lichidului cu care funcționează pompa de vid (mercur, ulei, ulei apiezon). În prospectele furnizorilor se indică de obicei, ca vid maxim, numai presiunea gazului. Dacă între recipientul evacuat și pompa de vid se intercalează o „capcană” pentru captarea vaporilor (prin condensare, înghețare — cu amestecuri refrigerante, aer lichid etc. — sau prin adsorbție), vidul maxim corespunde numai restului de gaz neevacuat.

## 12.4. Instalația de vid înaintat

Pentru evacuarea unui recipient pînă la vid înaintat se folosesc instalații formate din mai multe pompe de vid montate în serie și în paralel. Pentru instalații mici de laborator, sînt suficiente două pompe în serie, de exemplu: o pompă rotativă de vid parțial în legătură cu o pompă de difuziune. Pentru recipientele mari industriale, este avantajoasă instalația reprezentată schematic în fig. 12.13, împreună cu tabelul 12.3. Recipientul  $R$  este evacuat întii de o pompă mare  $P_1$  de vid parțial, montată în derivație pe conducta principală, de diametru mare, care face legătura cu pompa de difuziune  $P_2$  deservită în serie de pompa de difuziune mai mică  $P_3$  și de pompa rotativă  $P_4$ . Cu ajutorul robinetelor  $r_1$  și  $r_2$  se face întii legătura la pompa  $P_1$  și apoi, cînd s-a atins vidul parțial corespunzător posibilităților pompei  $P_1$ , se schimbă legătura la seria de pompe  $P_2, P_3, P_4$ . Acest montaj este mai economic întrucît, dacă s-ar folosi numai pompele  $P_2, P_3, P_4$ , acestea ar trebui să fie destul de mari pentru ca evacuarea să se facă într-un timp acceptabil.

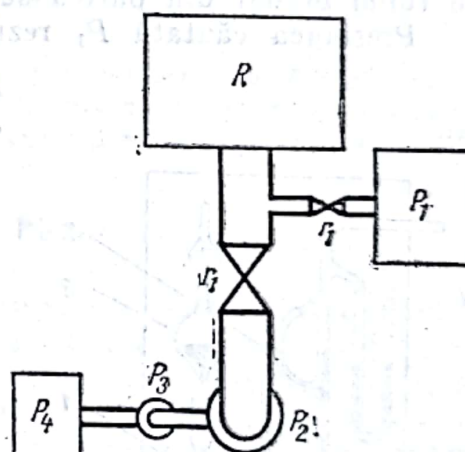


Fig. 12.13. Dispunerea pompelor de vid într-o instalație industrială.

Tabelul 12.3

Caracteristicile pompelor instalației din fig. 12.13

| Pompa | Tipul pompei                  | Debitul la presiunea |                    | Vidul, Pa         |            |
|-------|-------------------------------|----------------------|--------------------|-------------------|------------|
|       |                               | m <sup>3</sup> /s    | Pa                 | maxim             | preliminar |
| $P_1$ | Rotativă, cu tambur excentric | 100                  | $10^5$             | 1,3               | —          |
| $P_2$ | De difuziune, cu ulei apiezon | 450                  | $13 \cdot 10^{-2}$ | $4 \cdot 10^{-4}$ | 7          |
| $P_3$ | De difuziune, cu ulei apiezon | 35                   | $13 \cdot 10^{-2}$ | $4 \cdot 10^{-4}$ | 50         |
| $P_4$ | Rotativă, cu tambur și lamele | 5                    | $10^5$             | 0,3               | —          |



## 12.5. Vacuometre

Măsurarea presiunilor subatmosferice corespunzătoare vidului parțial (pînă la  $133 \text{ Pa} = 1 \text{ torr}$ ) se face cu manometrele obișnuite: vacuometre mecanice, balanțe inelare, manometre cu tub înclinat (v. cap. 8.4).

Pentru măsurarea vidului mediu, între  $133$  și  $0,13 \text{ Pa}$  (între  $1$  și  $10^{-3} \text{ torr}$ ) și a vidului înalt (sub  $0,13 \text{ Pa}$ ) sînt folosite instrumente speciale, dintre care cîteva mai reprezentative sînt descrise sumar în continuare.

### 12.5.1. Vacuometrul McLeod

Piesa principală a aparatului este un recipient sferic avînd la partea superioară un tub subțire gradat, și la partea inferioară un tub bifurcat care face legătura pe de o parte cu sursa de gaz (a cărei presiune se măsoară) și, pe de altă parte, cu un vas de nivel, cu mercur. Cu ajutorul vasului de nivel se prinde, în recipientul sferic, o cantitate fixă de gaz (la presiunea din recipientul sub vid); ridicînd vasul la nivel, gazul din recipientul sferic este adus la presiunea atmosferică; se citește volumul gazului, la presiunea atmosferică, pe tubul gradat din partea superioară a recipientului sferic.

Presiunea căutată  $P_1$  rezultă din ecuația

$$P_1 V_1 = P_n V_n$$

sau

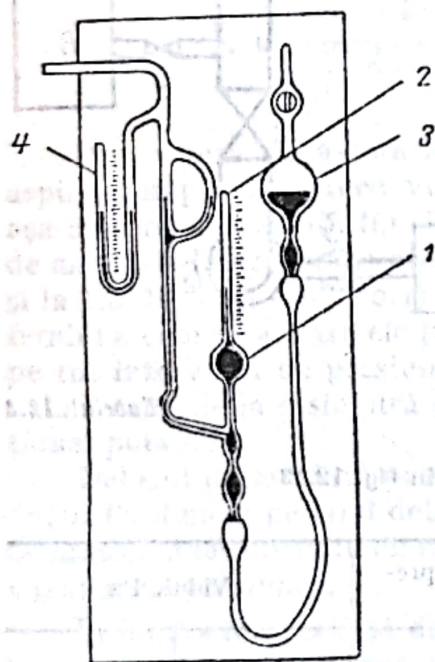


Fig. 12.14. Vacuometrul McLeod în varianta Gaede:

1 — Recipient sferic; 2 — tub subțire pentru citirea volumului de gaz; 3 — vas de nivel; 4 — manometru.

$$P_1 = C V_n$$

în care:  $P_1$  este presiunea gazului în recipientul sub vid;

$V_1$  — volumul recipientului sferic;

$P_n$  — presiunea atmosferică;

$V_n$  — volumul gazului, citit la presiunea atmosferică;

$C$  —  $P_n/V_1$  — constantă.

Vacuometrul *McLeod*, folosit pentru presiuni pînă la  $10^{-2}$  Pa (aprox.  $10^{-4}$  torr), este un instrument precis de laborator; are dezavantajul că la fiecare măsurare trebuie manipulat vasul de nivel.

În fig. 12.14 este arătată o variantă (după *Gaede*) a vacuometrului *McLeod*.

### 12.5.2. Vacuometrul Knudsen

Într-o incintă, legată de spațiul în care trebuie măsurată presiunea, se găsește suspendat — ca la galvanometrul cu oglindă — un ansamblu format dintr-un arc spiral (sau o bandă metalică), o oglindă și o mică paletă încălzită la o temperatură cunoscută  $T_1$ . Paleta suspendată poate fi rotită, cu un unghi  $\alpha$ , prin cuplul rezultat din lovirea moleculelor de gaz din incintă, încălzite de două plăci fixe, așezate de o parte și de alta a paletei, către capetele ei. Moleculele care se lovesc de aceste plăci, cu temperatură  $T_2 > T_1$ , primesc un impuls mai mare, pe care îl transmit apoi paletei suspendate. Cu ajutorul unei raze de lumină, ca la galvanometrele cu oglindă, se măsoară unghiul  $\alpha$  de rotire al paletei. Presiunea rezultă din ecuația:

$$\alpha = KP \left( \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} - 1 \right)$$

unde  $K$  este o constantă care nu depinde de compoziția gazului. Independența indicațiilor instrumentului de compoziția gazului este caracteristică vacuometrului *Knudsen*. Este folosit pentru presiuni sub  $10^{-2}$  Pa (aprox.  $10^{-4}$  torr).

### 12.5.3. Vacuometrul Pirani

Acest vacuometru se bazează pe măsurarea temperaturii unui fir (de wolfram) încălzit electric; temperatura firului rezultă din energia electrică introdusă și pierderea de căldură prin radiație și conducție. La presiunile foarte mici la care se folosește acest instrument, pierderile de căldură prin convecție sînt neglijabile. Pierderile de căldură prin conducție sînt: a) pierderile (fixe) prin legăturile de la capetele firului și b) pierderile (variind aproximativ liniar cu presiunea, la presiuni mici) prin conductivitatea termică a gazului. Temperatura firului se măsoară prin rezistența sa, menținînd instrumentul (firul) ca a patra rezistență într-o punte *Wheatstone*. Deoarece emisia termică a suprafeței încălzite depinde de starea ei, și întrucît starea suprafeței se schimbă în timp, este nevoie — pentru măsurători precise — de reetalonări periodice. Vacuometrul *Pirani* este folosit pentru măsurarea presiunilor pînă la  $10^{-4}$  Pa.

### 12.5.4. Vacuometrul rotativ

Vacuometrul rotativ (*General Electric*) are următorul principiu de funcționare: un cilindru rotit de un electromotor transmite momentul unui alt cilindru interior, coaxial cu primul și, suspendat, prin intermediul unui arc sau al unei benzi, de partea superioară a instrumentului. Se măsoară unghiul cu care s-a rotit cilindrul interior pînă în poziția de echilibrare a forței de



torsiune provocată de cilindrul exterior și rezistența la torsiune a echipamentului suspendat. La presiuni sub 0,4 Pa, unghiul variază liniar cu variația presiunii în aparat.

#### 12.5.5. Vacuometrul de ionizare cu filament cald

Electronii emiși de un filament adus la incandescență cu un curent electric de intensitate constantă sînt parțial reținuți de o grilă menținută la un potențial pozitiv de 150 volți. Majoritatea electronilor trec prin grilă și sînt opriți pe o placă mai electronegativă. În drumul lor între grilă și placă, electronii ionizează moleculele gazului rarefiat din tubul legat cu spațiul în care se măsoară presiunea. Curentul de ioni astfel format este măsurat electric; el este funcție de concentrația moleculelor și deci de presiune. Indicațiile vacuometrului cu aer cald sînt dependente de natura gazului. Se folosește pentru presiuni sub 1 Pa.

#### 12.5.6. Alfatronul

În principiu, acest instrument se deosebește de cel precedent numai prin modul cum se realizează ionizarea gazului. La alfatron ionizarea se realizează cu ajutorul particulelor alfa emise de o sursă radioactivă. Domeniul de aplicație este pentru presiuni între 13 Pa și  $10^{-4}$  Pa.

#### 12.5.7. Vacuometrul cu catod rece (Philips)

Catodul rece emite un flux de electroni, mult mai mic decît un catod cald, incapabil să întrețină ionizarea continuă a gazului rarefiat (curent de descărcare). Principiul vacuometrului Philips este lungirea drumului electronilor cu ajutorul unui cîmp magnetic, astfel încît să se mărească probabilitatea întîlnirii moleculelor de gaz. Se ajunge astfel să se întrețină curentul de descărcare pînă la presiuni sub  $10^{-4}$  Pa.

## BIBLIOGRAFIE LA CAPITOLELE 13, 14 și 15

1. Barrett, W. R., Jackson, J. and Brown, J. Fans, Blowers and Compressors. In' *Cremer-Davies: Chemical Engineering Practice*, 5 Bd. London, Butterworths, 1958.
2. Flügel, G. Berechnung von Strahlapparate, VDI-Forschungshefte, 395, Berlin, VDI-Verlag 1939.
3. Genereaux, R. P. Transport and Storage of Fluids. In: *Perry, J. Chemical Engineers' Handbook*, fourth Edition, New York, McGraw-Hill, 1963.
4. Guriev, V. P. Încercarea mașinilor hidraulice. Moskwa, Gosenergoizdat, 1953.
5. Gurievici, C. S. Pompele și compresoarele industriei prelucrătoare a țițeiului (trad. din l. rusă). București, I.D.T.
6. Guthrie, A. and Wakerling, R. K. Vacuum Equipment and Technics, (trad. din l. engleză în l. rusă, Inostrannoi literaturî, 1951).
7. Hey, W. Transportation of Liquids. In: *Cremer-Davies, Chemical Engineering Practice*, 5 Bd. London, Butterworths, 1958.
8. Holland-Merten, E. L. Vakuum-Pumpen in der Verfahrenstechnik, Halle, Wilhelm Knapp, 1951.
9. Holland-Merten, E. L. Handbuch der Vakuumtechnik, 3. Aufl. Salle, V.E.B. 1953.
10. Jacobs, R. B. Measurements and Control of Leakage in high Vacuum Systems. *Ind. Eng. Chem.* 40, 1948, p. 791.
11. Konsidine, D. M. Process Control. In: *Perry, J.: Chemical Engineers' Handbook*, fourth Edition, New York, McGraw-Hill, 1963.
12. Korndorf, B. A. Tehnica presiunilor înalte în chimie, Moskwa, Goshimizdat, 1952.
13. Kostocikin, V. N. Ventilatoare centrifugale. Principiile teoriei și calculul. Moskwa, Mașghiz, 1951.
14. Pfeiffer, Exzentrerschneckenpumpen mit elastischen Stator. In: *Chem. Ing. Techn.* 37 1965, p. 43.
15. Ffleiderer, K. Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Berlin, Springer, 1961.
16. Pozdniakov, I. T. Încercarea și calculul funcționării instalațiilor de pompe la uzinele de apă (trad. din l. rusă). București, I.D.T., 1953.
17. Pratt, W. E. Selection of Pumps for chemical Service. In: *Ind. Eng. Chem.* 31, 1939, p. 408.
18. Racstein, M. și Fronda, W. Căluza mecanicului de la pompe. București, Editura Tehnică, 1953.
19. Risin, S. A. Ventilatoare pentru întreprinderi industriale. Moskwa, Stroiizdat, 1951.
20. Stamatescu, C., Tașcă, D. și Grigoriu, M. Compresoare volumice, București, Editura Tehnică, 1965.
21. Wienecke, B. und Rackwitz, H. Halogen Lecksucher höher Empfindlichkeit. *Nachrichtentechnik*, 8, 1958, p. 209.
22. \* \* \* Pompe peristaltice. *British. Chem. Eng.*, 12, nr. 1, 1967.
23. \* \* \* Turbine, pompe, rețele de apă. Manual pentru școlile medii tehnice. București, Editura Tehnică, 1953.



# ANEXA

## Cuprins

|                                                                                   |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Alfabetul grec .....                                                              | 451 |
| Standarde de Stat .....                                                           | 451 |
| Factori de conversiune .....                                                      | 456 |
| Convertirea unităților .....                                                      | 460 |
| Tabelul A. 1: Convertirea unităților de lungime .....                             | 460 |
| Tabelul A. 2: Convertirea unităților de arie .....                                | 460 |
| Tabelul A. 3: Convertirea unităților de volum .....                               | 460 |
| Tabelul A. 4: Convertirea unităților de masă .....                                | 460 |
| Tabelul A. 5: Convertirea unităților de forță .....                               | 461 |
| Tabelul A. 6: Convertirea unităților de presiune .....                            | 461 |
| Tabelul A. 7: Convertirea unităților de energie .....                             | 462 |
| Tabelul A. 8: Convertirea unităților de putere .....                              | 462 |
| Tabelul A. 9: Convertirea unităților de viscozitate dinamică .....                | 463 |
| Tabelul A.10: Convertirea unităților de viscozitate cinematică .....              | 463 |
| Tabelul A.11: Convertirea unităților de conductivitate termică .....              | 463 |
| Tabelul A.12: Convertirea unităților pentru coeficientul de transfer termic ..... | 463 |
| Tabelul A.13: Convertirea temperaturilor .....                                    | 464 |

# Alfabetul grec

|         |   |   |         |   |
|---------|---|---|---------|---|
| Alfa    | Α | α | Niu     | Ν |
| Beta    | Β | β | Xi      | Ξ |
| Gama    | Γ | γ | Omicron | Ο |
| Delta   | Δ | δ | Pi      | Π |
| Epsilon | Ε | ε | Ro      | Ρ |
| Zeta    | Ζ | ζ | Sigma   | Σ |
| Eta     | Η | η | Tau     | Τ |
| Teta    | Θ | θ | Ipsilon | Υ |
| Iota    | Ι | ι | Fi      | Φ |
| Kapa    | Κ | κ | Hi      | Χ |
| Lambda  | Λ | λ | Psi     | Ψ |
| Miu     | Μ | μ | Omega   | Ω |

## STANDARDE DE STAT<sup>1)</sup>

### A. Industria minieră, petrolieră și combustibili gazoși

- 10839-77 Produse petroliere. Terminologie
- 36-67 Idem. Distilare
- 117-66 Produse petroliere lichide. Determinarea viscozității
- 121-80 Idem. Determinarea presiunii de vapori
- 10017-75 Idem. Determinarea curbei punctelor de fierbere
- 1310-73 Produse petroliere gazoase. Determinarea densității
- 3317-67 Gaze combustibile
- 3361-62 Idem. Determinarea puterii calorice prin curent de apă

### B. Industria metalurgică

- R 4400-68 Oțeluri standardizate. Nomenclator și corespundență
- R 4400/1-80 Idem. Oțeluri laminate sau trase. Corespundența mărcilor
- 7171-72 Gruparea și definirea oțelurilor standardizate
- 7945-76 Fonte. Simbolizare
- R 8158-68 Fonte standardizate. Nomenclator și corespundențe
- R 8542-79 Alegerea oțelurilor pentru construcții metalice
- 2883/1-76 Oțel laminat la cald. Table de oțel pentru cazane și recipiente sub presiune
- 3583-80 Oțel rezistent la coroziune și refractar prelucrat la cald. Mărci și condiții generale
- 8183-80 Oțel pentru țevi fără sudură de uz general. Mărci și condiții tehnice
- 8184-80 Oțeluri pentru țevi utilizate la temperaturi ridicate. Mărci și condiții tehnice
- 8185-80 Oțeluri pentru țevi fără sudură destinate industriei petroliere. Mărci și condiții tehnice
- 7656-80 Țevi din oțel sudate longitudinal pentru instalații
- 9377-80 Țevi din oțel fără sudură pentru schimbătoare de căldură
- 9378-80 Țevi din oțel fără sudură pentru temperaturi scăzute
- 10321-80 Țevi fără sudură laminate la cald din oțeluri inoxidabile și refractare
- 1058-80 Țevi fără sudură sau laminate la rece din oțeluri inoxidabile și refractare
- R 6388-68 Metale și aliaje neferoase standardizate. Nomenclator și corespundențe
- 522-80 Țevi rotunde trase din aliaj cupru-zinc pentru schimbătoare de căldură
- 523-74 Țevi rotunde trase, din cupru
- 524-80 Țevi rotunde trase, din aluminiu
- 671-78 Țevi rotunde extrudate, din plumb
- 1077-67 Site și ciururi pentru încercarea și sortarea materialelor. Țesături de sirmă
- 1673-68 Conducte de presiune. Tuburi și piese de legătură din fontă. Nomenclator
- 1673/1-73 Tuburi și piese de legătură din fontă pentru conducte de presiune
- 6976-64 Coroziunea metalelor. Terminologie
- 10549-76 Protecția utilajelor metalice contra coroziunii. Condiții generale de proiectare și execuție

Standardele următoare se referă, de asemenea, la tuburi și piese de legătură pentru conducte de presiune: 1674, 1694, 1695, 1863...1882, 3214, 3958, 3959, 4397, 6784...6796, 6956...6963, 7021, 7022, 9392, 9825, 9826, 9985, 9986, 10256.

<sup>1)</sup> R=recomandare; E=experimental



## C. Organe de mașini, scule și dispozitive, mașini și utilaje pentru industria grea

- 2099-79 Elemente pentru conducte. Diametre nominale  
 2250-73 Idem. Presiuni nominale, presiuni de încercare și presiuni de lucru maxime admisibile  
 7641-79 Armături industriale. Armături pentru eliminat condensatul. Condiții generale  
 6578-78 Rezervoare pentru depozitarea țițeiului și a produselor petroliere lichide. Rezervoare atmosferice cu axa verticală. Prescripții pentru echipament obligatoriu  
 6579-71 Idem. Rezervoare cilindrice sudate cu axa verticală  
 8019-80 Rezervoare pentru combustibil lichid. Rezervor cilindric cu axa orizontală. Dimensiuni principale  
 7421-66 Utilaj pentru rafinării. Clopot din oțel pentru coloane  
 7367-73 Utilaj petrolier. Serpentine pentru rezervoare de țiței  
 10741-80 Conducte pentru transportul hidrocarburilor sub presiune. Prescripții fundamentale de proiectare  
 7953-75 Utilaje pentru industria chimică. Vase de măsurare metalice. Clasificare și tipizare  
 8337-69 Idem. Terminologie  
 9315/1-80 Utilaje pentru industria chimică și petrochimică. Acțiuni seismice  
 9315/2-78 Idem. Acțiunea vântului  
 4635-78 Utilaje pentru industria chimică. Recipiente. Capacități nominale  
 6464-72 Idem. Recipiente cilindrice. Clasificare  
 6732-79 Idem. Racorduri pentru recipiente  $P_n 1 \dots P_n 250$ . Tipuri constructive  
 6733-75 Idem. Funduri pentru recipiente cilindrice. Condiții tehnice generale de calitate  
 7159-74 Idem. Recipiente cilindrice metalice. Diametre  
 7957-81 Idem. Funduri conice la  $60^\circ$  pentru recipiente. Dimensiuni  
 7958-81 Idem. Funduri conice la  $90^\circ$  pentru recipiente. Dimensiuni  
 7959-81 Idem. Funduri conice la  $120^\circ$  pentru recipiente. Dimensiuni  
 10688-76 Idem. Recipiente cilindrice verticale, cu amestecătoare. Tipuri și dimensiuni principale  
 7442-75 Idem. Recipiente metalice. Temperaturi  
 6870-81 Idem. Flanșe pentru recipiente. Tipuri și diametre nominale  
 9801/1-76 Flanșe pentru recipiente. Presiuni nominale de lucru, maxime admisibile și presiuni de încercare  
 5407-68 Utilaje pentru industria chimică. Amestecătoare verticale. Turații nominale  
 5454-76 Idem. Amestecătoare verticale. Tipuri și parametri principali  
 5567-76 Idem. Amestecătoare verticale. Diametre de arbori  
 8644-78 Idem. Presgarnituri pentru arborii amestecătoarelor verticale. Dimensiuni principale  
 10591-76 Idem. Brațe pentru amestecătoare verticale. Dimensiuni principale  
 10592-76 Idem. Elice pentru amestecătoare verticale. Dimensiuni principale  
 10593-76 Idem. Ancoră simplă pentru amestecătoare verticale. Dimensiuni principale  
 10869-77 Idem. Recipiente cilindrice verticale cu amestecător. Condiții tehnice generale de calitate  
 11601-81 Idem. Impeller pentru amestecătoare verticale. Dimensiuni principale  
 11602-81 Idem. Spărgătoare de vîrtej pentru amestecătoare verticale. Dimensiuni principale  
 8435-75 Idem. Schimbătoare de căldură. Clasificare  
 8475-77 Idem. Schimbătoare de căldură cu fascicul tubular din oțel. Dimensiuni principale și tipuri  
 8566-79 Idem. Schimbătoare de căldură cu manta. Condiții tehnice generale de calitate  
 10987-77 Idem. Schimbătoare de căldură tubulare cu manta cu fascicul tubular U fără spațiu de vaporii. Tipuri și dimensiuni principale  
 10988-77 Idem. Schimbătoare de căldură cu manta cu cap mobil, fără spațiu de vaporii. Tipuri și dimensiuni principale  
 10995-77 Mașini și utilaje pentru prelucrarea maselor plastice. Mașini de extrudare adiabatică. Parametri principali  
 1185-79 Mori cu bile. Bile metalice  
 6897-79 Mori tubulare cu bile pentru fabricarea cimentului. Plăci pentru blindare. Condiții tehnice generale de calitate  
 7600-78 Corpuri de măcinare fină pentru mori cu bile





- 9665/1-80 Ciururi vibrante. Tipuri
- 9665/1-80 Ciururi vibrante. Ciururi de inerție. Parametri principali
- 9665/3-74 Ciururi. Ciururi giratorii. Parametri principali
- 9665/4-74 Ciururi vibrante. Ciururi cu autobalans. Parametri principali
- 9665/5-74 Ciururi. Ciururi de rezonanță. Parametri principali
- 10743-76 Concasoare. Tipuri și parametri principali

Un mare număr de standarde din această grupă se referă la armături și piese de legătură ale conductelor: armături (robinete cu sertar, cu cep, cu ventul, de reținere, de reglare), sorburi, indicatoare de nivel și la fittinguri (mufe, flănșe, nipluri, teuri, cruci, racorduri olandeze) garnituri compensatoare de dilatare

#### *E. Mașini de ridicat și transportat*

- 6788-67 Transportoare cu bandă de cauciuc. Role de susținere. Dimensiuni principale și scheme de montaj
- 7072-71 Transportoare elicoidale. Parametri principali
- E 7539-46 Transportoare cu bandă de cauciuc. Prescripții de calcul
- 7540-66 Idem. Tambure libere. Dimensiuni
- 7541-66 Idem. Tambure de antrenare. Dimensiuni
- 7627-71 Transportoare elicoidale. Calculul puterii instalate
- 8062-67 Transportoare cu bandă din cauciuc pentru uz general. Transportoare staționare. Dimensiuni principale
- 8680-70 Transportoare cu plăci. Dimensiuni principale
- 8925-71 Elevatoare cu cupe. Parametri principali
- 8926-71 Transportoare cu raclete. Parametri principali
- 8929-71 Transportoare vibratoare cu jgheab dreptunghiular sau trapezoidal. Parametri principali
- 9370-73 Transportoare cu bandă din cauciuc pentru uz general. Transportoare staționare. Condiții tehnice generale de calitate
- 9741-74 Transportoare oscilante cu jgheab dreptunghiular sau trapezoidal. Parametri principali trapezoidal. Parametri principali
- 9742-74 Transportoare oscilante cu jgheab tubular. Parametri principali
- 9743-74 Transportoare vibratoare cu jgheab tubular. Parametri principali
- 9876-74 Transportoare. Prescripții generale de securitate
- 9877-74 Transportoare vibratoare și transportoare oscilante. Prescripții speciale de securitate
- 9884-74 Transportoare pneumatice. Aerotransportoare. Dimensiuni principale
- 2668-76 Pompe manuale cu clape
- 4053-75 Pompe centrifuge monoetajate,  $P_n 10$ . Parametri principali
- 5738-65 Pompe radiale și axiale. Încercări
- 6868-75 Pompe pentru lichide. Clasificare
- 7215-80 Pompe centrifuge și instalații de pompare. Terminologie, simboluri și unități de măsură
- 8696-75 Pompe centrifuge monoetajate,  $P_n 16$ . Parametri principali
- 10391-75 Pompe de vid mecanice. Clasificare
- 7099-77 Compresoare de aer cu piston. Condiții generale
- 7147-65 Compresoare. Terminologie și clasificare
- 7276-76 Ventilatoare radiale. Parametri principali
- 7465-76 Ventilatoare radiale și axiale de uz general. Terminologie și clasificare
- 10445-76 Utilaje pentru tratarea apelor industriale. Clasificare
- 1078-73 Site și ciururi pentru încercarea materialelor. Table perforate
- 9619-74. Idem. Terminologie
- 10854-82 Șocuri de vibrație. Terminologie

#### *F. Energetică și electrotehnică-electronică*

- 3087-76 Mașini în electrotehnică-electronică

#### *G. Lucrări hidrotehnice*

- R 6832-71 Hidrometrie. Mijloace pentru măsurarea debitelor de apă. Condiții de folosire

#### *K. Poligrafie*

- 1032-79 Corecturi tipografice



- 1508-61 Reguli pentru scrierea și tipărirea notațiilor în fizică și matematică  
2167-62 Reguli pentru scrierea și tipărirea notațiilor în chimică

#### *L. Industria chimică*

- 1081-80 Concentrația soluțiilor lichide. Terminologie și unități de măsură  
5778-73 Separarea amestecurilor lichide prin distilare. Terminologie  
6069-80 Separarea amestecurilor de faze solide și lichide prin filtrare. Terminologie și unități de măsură  
9161-81 Produse chimice lichide. Determinarea intervalului de distilare a volumului de distilare

#### *P. Mijloace de măsurare*

- 2810-80 Mijloace de măsurare. Terminologia  
3589/1-78 Manometre, vacuumetre și manovacuumetre, indicatoare cu element elastic. Condiții tehnice generale de calitate  
3589/2-78 Idem. Tipuri și dimensiuni principale  
3589/3-78 Idem. Cadrane și scări gradate  
3589/4-78 Idem. Simboluri grafice  
6525-80 Manometre diferențiale cu tub în formă de U. Condiții tehnice generale de calitate  
3743-80 Contor de apă cu paletă  
6070-74 Contor de apă cu elice  
6681-78 Contoare de gaze. Condiții tehnice generale de calitate  
9280-73 Metode și mijloace de măsurare pentru debite de gaze. Terminologie și domenii de aplicare  
11298-80 Debitmetre electromagnetice pentru lichide. Condiții tehnice de calitate  
6562-73 Tub Pitot-Prandtl  
8703-70 Mijloace pentru măsurarea temperaturii. Terminologie  
8424-77 Mijloace de măsurare a temperaturii. Termometre tehnice cu rezistență. Condiții tehnice generale de calitate  
8421077 Idem. Termocupluri tehnice. Condiții generale de calitate

#### *U. Tehnică generală*

- 10000/7-74 Principiile și metodologia standardizării. Reguli pentru executarea și prezentarea materialelor grafice din standarde  
75-80 Dimensiuni liniare normale  
283-69 Numere normale  
406-73 Raze normale de racordare  
1253-80 Meteorologie. Mărimi caracteristice aerului umed  
6469-78 Reprezentarea și rotunjirea numerelor  
7122-72 Prelucrarea și prezentarea datelor experimentale și de observație  
1254-77 Semne și simboluri matematice  
1647-70 Căldura. Terminologie  
3061-74 Hidraulică. Terminologie, simboluri, unități de măsură  
9113-78 Simboluri și indici pentru tehnica frigului. Simbolizare  
9488-74 Mecanica fluidelor. Terminologie, simboluri, unități de măsură  
1665-75 Stare normală și volum normal  
2018-80 Densitatea și viscozitatea apei  
2848-72 Constante fizice universale. Valori numerice  
10083-75 Mărimi și unități de măsură. Noțiuni generale  
1080-73 Viscositatea fluidelor. Terminologie și unități de măsură  
10705-76 Metode de măsurare. Terminologie  
737/1-72 Sistemul internațional de unități (SI). Unități fundamentale și unități suplimentare  
737/2-72 Idem. Unități derivate  
737/3-76 Idem. Reguli de scriere a unităților SI  
737/4-76 Idem. Prefixe SI  
737/5-73 Idem. Multipli și submultipli zecimali preferențiali ai unităților SI  
737/6-74 Idem. Mărimi de spațiu și de timp. Unități de măsură

- 737/7-74 Idem. Mărimi caracteristice fenomenelor periodice. Unități de măsură  
 737/8-73 Idem. Mărimi caracteristice mecanicii. Unități de măsură  
 737/9-74 Idem. Mărimi caracteristice electromagnetismului. Unități de măsură  
 737/10-75 Idem. Unități de măsură ale mărimilor caracteristice căldurii  
 737/13-74 Idem. Mărimi caracteristice chimiei fizice și fizicii moleculare. Unități de măsură  
 737/15-77 Idem. Mărimi caracteristice fizicii corpului solid. Unități de măsură  
 1666-73 Viscositatea produselor petroliere. Conversiunea din unități de viscozitate cinematică în unități de viscozitate convențională  
 9446-77 Unități de măsură tolerate  
 10085/1-75 Conversiunea valorilor numerice dintr-un sistem de unități în altul. Metode generale de conversiune  
 10085/2-75 Idem. Factori de conversiune  
 10085/3-75 Idem. Tabel de conversiune  
 2100-80 Scară internațională practică de temperatură  
 6563-73 Măsurarea presiunii, vitezei și debitului cu tubul Pilot-Prandtl. Metode de măsurare  
 7347/1-79 Determinarea debitelor fluidelor în sistemul de curgere sub presiune. Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere cu diafragme și ajutaje. Prescripții generale  
 7347/3-75 Idem. Măsurarea cu tuburi Venturi  
 7347/4-74 Idem. Metoda cu diafragmă și ajutaje. Legături între elementul primar și secundar al mijloacelor de măsurare  
 10487/1-76 Idem. Determinarea debitului de apă prin metoda injectării. Prescripții generale  
 11276-79 Identificarea rezultatelor aberante ale măsurătorilor  
 8590/1-80 Prelucrarea datelor. Termeni de bază și reguli de întocmire a terminologiei  
 8590/2-80 Idem. Operații aritmetice și logice. Terminologie  
 8590/3-80 Idem. Echipamente și tehnologie  
 8590/4-80 Idem. Organizarea datelor. Terminologia  
 8590/5-80 Idem. Reprezentarea datelor. Terminologie  
 8590/5-80 Idem. Reprezentarea datelor. Terminologie  
 8590/6-80 Idem. Pregătirea și manipularea datelor. Terminologie  
 8590/7-80 Programarea calculatoarelor numerice. Terminologie





**Factori de conversiune**  
**pentru transformarea unităților care nu fac parte din SI în unități de măsură SI<sup>1)</sup>**

| Unitatea de măsură              | Simbolul unității | Factorul de conversiune       | Observații                |
|---------------------------------|-------------------|-------------------------------|---------------------------|
| <i>Lungime</i>                  |                   |                               |                           |
| metru                           | m                 | 1,00                          | Unitate (fundamentală) SI |
| fermi (femtometer)              |                   | 1,00 · 10 <sup>-15</sup>      |                           |
| angstrom                        | Å                 | 1,00 · 10 <sup>-10</sup>      |                           |
| micron                          | μm                | 1,00 · 10 <sup>-6</sup>       |                           |
| caliber                         |                   | 2,54 · 10 <sup>-4</sup>       |                           |
| punct (tipografic)              |                   | 3,514 598 · 10 <sup>-4</sup>  |                           |
| pica (printers)                 |                   | 4,217 517 · 10 <sup>-3</sup>  |                           |
| inch, țol                       | in, „             | 2,54 · 10 <sup>-2</sup>       | =1/12 ft                  |
| hand                            |                   | 1,016 · 10 <sup>-1</sup>      |                           |
| link (surveyor or gunter)       |                   | 2,011 68 · 10 <sup>-1</sup>   |                           |
| span                            |                   | 2,286 · 10 <sup>-1</sup>      |                           |
| link (engineer or ramden)       |                   | 3,048 · 10 <sup>-1</sup>      |                           |
| foot                            |                   | 3,048 · 10 <sup>-1</sup>      | =1/3 yd                   |
| foot (U.S. survey)              | ft                | 3,048 006 · 10 <sup>-1</sup>  |                           |
| rubit                           |                   | 4,572 · 10 <sup>-1</sup>      |                           |
| pace                            |                   | 6,72 · 10 <sup>-1</sup>       |                           |
| yard                            | yd                | 9,144 · 10 <sup>-1</sup>      |                           |
| fathom                          |                   | 1,828 8                       | =6 ft                     |
| perch, polo, rod                |                   | 5,029                         | =5,5 yd                   |
| chain (surveyor or gunter)      |                   | 2,011 68 · 10                 | =4 rod                    |
| chain (engineer or ramden)      |                   | 3,048 · 10                    |                           |
| skein                           |                   | 1,097 28 · 10                 |                           |
| furlong                         |                   | 2,011 68 · 10 <sup>2</sup>    | =10 chain                 |
| cable                           |                   | 2,194 56 · 10 <sup>2</sup>    |                           |
| milă (U.S. statute)             | milă, M           | 1,609 344 · 10 <sup>3</sup>   |                           |
| mila (U.S. nautica)             |                   | 1,852 · 10 <sup>3</sup>       |                           |
| milă (internațională nautică)   | Mm                | 1,852 · 10 <sup>3</sup>       |                           |
| milă (U.K. nautical)            |                   | 1,852 184 · 10 <sup>3</sup>   |                           |
| league (statute)                |                   | 4,828 032 · 10 <sup>3</sup>   |                           |
| league (international nautical) |                   | 5,556 · 10 <sup>3</sup>       |                           |
| league (British nautical)       |                   | 5,559 552 · 10 <sup>3</sup>   |                           |
| unitate astronomică             | uA                | 1,495 978 · 10 <sup>11</sup>  |                           |
| an lumină                       | a.l               | 9,460 55 · 10 <sup>15</sup>   |                           |
| parsec                          | pc                | 3,083 74 · 10 <sup>11</sup>   |                           |
| <i>Arie</i>                     |                   |                               |                           |
| metru pătrat                    | m <sup>2</sup>    | 1,00                          | Unitate (derivată) SI     |
| barn                            |                   | 1,00 · 10 <sup>-28</sup>      |                           |
| circular mil                    |                   | 5,067 074 · 10 <sup>-11</sup> |                           |
| ar                              | a                 | 1,00 · 10 <sup>3</sup>        |                           |

<sup>1)</sup> Observații:

- (Măsura în unități SI) = (măsura în unități oarecare A) × (factorul de conversiune al unității A, din acest tabel).
- La fiecare mărime, prima unitate de măsură este unitate SI.
- Bibliografie:

*Perry and Chilton*, „Chemical Engineers' Handbook”, 5-th Ed. NY, McGraw Hill.

STAS 737/1-72: SI Unități fundamentale și unități suplimentare

STAS 737/5-68: SI Unități derivate, multipli și submultipli zecimali

STAS 10085/2-75: Conversiunea valorilor numerice dintr-un sistem de unități într-altul.

| Unitatea de măsură         | Simbolul unității | Factorul de conversiune      | Observații                     |
|----------------------------|-------------------|------------------------------|--------------------------------|
| rood                       |                   | 1,011 71 · 10 <sup>3</sup>   | = 1 210 yd <sup>2</sup>        |
| acru                       |                   | 4,046 856 · 10 <sup>3</sup>  | = 4 roods                      |
| hectar                     | ha                | 1,00 · 10 <sup>4</sup>       | = 100 ar                       |
| section                    |                   | 2,589 988 · 10 <sup>6</sup>  |                                |
| <b>Volum</b>               |                   |                              |                                |
| metru cub                  | m <sup>3</sup>    | 1,00                         | Unitate (derivată) SI          |
| minim (U.K.)               |                   | 5,191 38 · 10 <sup>-8</sup>  | = 1/480 UK. fl.oz              |
| minim (U.S.)               |                   | 6,161 19 · 10 <sup>-8</sup>  | = 1/480 US.fl.oz               |
| dram (U.S. fluid)          |                   | 3,696 691 · 10 <sup>-6</sup> |                                |
| teaspoon                   |                   | 4,928 921 · 10 <sup>-6</sup> |                                |
| ounce (U.K. fluid)         | U.K.fl.oz         | 2,841 30 · 10 <sup>-5</sup>  | = 1/20 U.K. pint               |
| ounce (U.S. fluid)         | U.S.fl.oz         | 2,957 352 · 10 <sup>-5</sup> | = 1/16 U.S.lig.pt              |
| gill (U.S.)                |                   | 1,182 941 · 10 <sup>-4</sup> |                                |
| gill (U.K.)                |                   | 1,420 652 · 10 <sup>-4</sup> |                                |
| cup                        |                   | 2,865 882 · 10 <sup>-4</sup> |                                |
| pint (U.S. liquid)         | U.S. lig.pt       | 4,731 764 · 10 <sup>-4</sup> | = 1/8 U.S. gal                 |
| pint (U.S. dry)            |                   | 5,506 104 · 10 <sup>-4</sup> | = 1/64 U.S. bu                 |
| pint (U.K.)                |                   | 5,682 61 · 10 <sup>-4</sup>  | = 1/8 U.K. gal                 |
| quart (U.S. liquid)        |                   | 9,463 529 · 10 <sup>-4</sup> |                                |
| litru                      |                   | 1,00 · 10 <sup>-3</sup>      |                                |
| litru (1901)               |                   | 1,000 078 · 10 <sup>-3</sup> |                                |
| quart (U.S. dry)           |                   | 1,101 220 · 10 <sup>-3</sup> |                                |
| gallon (U.S. liquid)       | U.S. gal          | 3,785 411 · 10 <sup>-3</sup> |                                |
| gallon (U.S. dry)          |                   | 4,404 883 · 10 <sup>-3</sup> |                                |
| gallon (U.K. liquid)       | U.K. gal          | 4,546 087 · 10 <sup>-3</sup> |                                |
| peck (U.S.)                |                   | 8,809 767 · 10 <sup>-3</sup> |                                |
| bushel (U.S.)              | bu                | 3,523 907 · 10 <sup>-2</sup> | = 2 150,42 in <sup>3</sup>     |
| bushel (U.K.)              |                   | 3,636 87 · 10 <sup>-2</sup>  | = 8 gal U.K.                   |
| barrel (petroleum)         | bbl               | 1,589 873 · 10 <sup>-1</sup> |                                |
| hogshed (U.S.)             |                   | 2,384 809 · 10 <sup>-1</sup> |                                |
| ster                       |                   | 1,00                         |                                |
| ton (register)             |                   | 2,831 684                    |                                |
| cord                       |                   | 3,624 556                    |                                |
| township                   |                   | 9,323 957 · 10 <sup>7</sup>  |                                |
| <b>Unghi plan</b>          |                   |                              |                                |
| radian                     | rad               |                              | Unitate suplimentară SI = 2π/4 |
| grad sexagesimal           | o                 | 1,745 329 · 10 <sup>-2</sup> |                                |
| grad centezimal            | g, gon            | 1,570 796 · 10 <sup>-2</sup> |                                |
| minut (unghi)              | 1                 | 2,908 882 · 10 <sup>-4</sup> |                                |
| secundă (unghi)            | "                 | 4,848 136 · 10 <sup>-3</sup> |                                |
| <b>Timp</b>                |                   |                              |                                |
| secundă                    |                   |                              | Unitate (fundamentală) SI      |
| shake                      |                   | 1,00 · 10 <sup>-8</sup>      |                                |
| minut                      | min               | 6,00 · 10                    |                                |
| oră                        | h                 | 3,60 · 10 <sup>3</sup>       |                                |
| zi                         | d                 | 8,64 · 10 <sup>4</sup>       |                                |
| lună (medie)               |                   | 2,628 · 10 <sup>6</sup>      |                                |
| an                         | a                 | 3,155 6926 · 10 <sup>7</sup> | = 365,2422 d                   |
| <b>Viteză</b>              |                   |                              |                                |
| metru pe secundă           | m/s               | 1,00                         | Unitate (derivată) SI          |
| nod (internațional)        |                   | 4,145 444 · 10 <sup>-1</sup> | = milă marină/h                |
| <b>Accelerație</b>         |                   |                              |                                |
| metru pe secundă la pătrat | m/s <sup>2</sup>  | 1,00                         | Unitate (derivată) SI          |
| galileu                    | Gal               | 1,00                         | Unitate CGS                    |



| Unitatea de măsură                | Simbolul unității   | Factorul de conversiune      | Observații                                       |
|-----------------------------------|---------------------|------------------------------|--------------------------------------------------|
| <b>Masă</b>                       |                     |                              |                                                  |
| kilogram                          | kg                  | 1,00                         | Unitate (fundamentală) SI                        |
| gamma                             |                     | 1,00 · 10 <sup>-9</sup>      |                                                  |
| grain                             | gr                  | 6,479 891 · 10 <sup>-5</sup> | = 1/7 000 lbm                                    |
| carat (metric)                    |                     | 2,00 · 10 <sup>-4</sup>      |                                                  |
| scruple (apotecary)               |                     | 1,295 978 · 10 <sup>-3</sup> |                                                  |
| pennyweight                       |                     | 1,555 173 · 10 <sup>-3</sup> |                                                  |
| dram (avoirdupois), drain         | dr                  | 1,771 845 · 10 <sup>-3</sup> |                                                  |
| dram (troy or apotecary)          |                     | 3,887 934 · 10 <sup>-3</sup> |                                                  |
| ounce mass (avoirdupois)          | oz                  | 2,834 952 · 10 <sup>-2</sup> | = 1/6 lbm                                        |
| ton (assay)                       |                     | 2,916 666 · 10 <sup>-2</sup> |                                                  |
| ounce mass (troy or apotecary)    | or, tr              | 3,110 347 · 10 <sup>-2</sup> | = 480 gr                                         |
| pound mass (troy or apotecary)    |                     | 3,732 417 · 10 <sup>-1</sup> |                                                  |
| pound mass (avoirdupois)          | lbm                 | 4,553 923 · 10 <sup>-1</sup> |                                                  |
| slug                              |                     | 1,459 390 · 10               |                                                  |
| hundredweight (short)             | sh. cwt             | 4,535 923 · 10               | = 100 lbm                                        |
| hundredweight (long)              | cwt                 | 5,080 234 · 10               | = 112 lbm                                        |
| quintal                           | q                   | 1,00 · 10 <sup>2</sup>       |                                                  |
| ton (short) sau U.S. ton          | sh tb               | 9,071 847 · 10 <sup>2</sup>  | = 2 000 lbm                                      |
| tonă                              | t, Mg               | 1,00 · 10 <sup>3</sup>       |                                                  |
| ton (long) sau U.K. ton           | ton (l. tn)         | 1,016 046 · 10 <sup>3</sup>  | = 20 cwt                                         |
| <b>Forță</b>                      |                     |                              |                                                  |
| newton                            | N                   |                              | Unitate (derivată) SI<br>= kg · m/s <sup>2</sup> |
| dyna                              | dyn                 | 1,00 · 10 <sup>-5</sup>      |                                                  |
| poundal                           | pdl                 | 1,382 549 · 10 <sup>-1</sup> |                                                  |
| ounce force (avoirdupois)         | ozf                 | 2,780 138 · 10 <sup>-1</sup> |                                                  |
| pound force (avoirdupois)         | lbf                 | 4,448 221                    |                                                  |
| kilogram forță, kilopond          | kgf, kp             | 9,806 65                     |                                                  |
| kip                               |                     | 4,448 221 · 10 <sup>3</sup>  |                                                  |
| stena                             | sn                  | 1,00 · 10 <sup>3</sup>       |                                                  |
| U.S. ton force                    | U.S. tonf ·         | 8,896 44 · 10 <sup>3</sup>   |                                                  |
| tonă                              | tf                  | 9,806 65 · 10 <sup>3</sup>   |                                                  |
| U.K. ton force                    | tonf                | 9,964 00 · 10 <sup>3</sup>   |                                                  |
| <b>Presiune</b>                   |                     |                              |                                                  |
| pascal                            | Pa                  | 1,00                         | Unitate (derivată) SI<br>= dyn/cm <sup>2</sup>   |
| microbar, barye                   | μbar                | 1,00 · 10 <sup>-1</sup>      |                                                  |
| newton pe metru pătrat            | N/m <sup>2</sup>    | 1,00                         |                                                  |
| centimetru apă (4°C)              |                     | 5,806 38                     |                                                  |
| milibar                           |                     | 1,00 · 10 <sup>2</sup>       |                                                  |
| milimetru mercur (0°C), torr      | mm Hg               | 1,333 224 · 10 <sup>2</sup>  | = 1/760 atm                                      |
| inch of water (39,2°F)            |                     | 2,490 82                     |                                                  |
| piez                              | pz                  | 1,00 · 10 <sup>3</sup>       |                                                  |
| foot of water (39,2°F)            |                     | 2,988 98 · 10 <sup>3</sup>   |                                                  |
| inch of mercury (32°F)            |                     | 3,386 389 · 10 <sup>3</sup>  | = 25,4 mm Hg                                     |
| atmosferă normală (fizică)        | atm                 | 1,013 25 · 10 <sup>5</sup>   |                                                  |
| kilogram forță pe cm <sup>2</sup> | kgf/cm <sup>2</sup> | 9,806 65 · 10 <sup>4</sup>   | = 1 atm                                          |
| atmosferă (tehnică)               | at                  | 9,806 65 · 10 <sup>4</sup>   | = 1 atm                                          |
| bar                               |                     | 1,00 · 10 <sup>5</sup>       |                                                  |
| <b>Energie, lucru mecanic</b>     |                     |                              |                                                  |
| joule                             | J                   | 1,00                         | Unitate (derivată) SI<br>SI = N · m              |
| electron volt                     | eV                  | 1,602 10 · 10 <sup>-19</sup> |                                                  |
| erg                               |                     | 1,00 · 10 <sup>-7</sup>      | = dyn · cm                                       |
| joule (international 1948)        |                     | 1,000 165                    |                                                  |
| calorie (20°C)                    |                     | 4,181 90                     |                                                  |
| calorie (thermochemical)          |                     | 4,184                        |                                                  |
| calorie (15°C)                    |                     | 4,186 80                     |                                                  |

| Unitatea de măsură                                                        | Simbolul unității | Factorul de conversiune                                                    | Observații                                        |
|---------------------------------------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| calorie (International Steam Table)                                       |                   | 4,190 02                                                                   |                                                   |
| kilogram forță metru                                                      | kgf · m           | 9,806 65                                                                   |                                                   |
| litru-atmosferă                                                           | l · atm           | 1,013 25 · 10 <sup>3</sup>                                                 |                                                   |
| British thermal unit (thermochim)                                         |                   | 1,054 350 · 10 <sup>3</sup>                                                |                                                   |
| British thermal unit (60°F)                                               |                   | 1,054 65 · 10 <sup>3</sup>                                                 |                                                   |
| British thermal unit (I.S.T.)                                             |                   | 1,055 04 · 10 <sup>3</sup>                                                 |                                                   |
| British thermal unit (ISO)                                                | Btu               | 1,055 06 · 10 <sup>3</sup>                                                 |                                                   |
| British thermal unit (39°F)                                               |                   | 1,059 67 · 10 <sup>3</sup>                                                 |                                                   |
| pound centigrade unit or<br>pound calorie unit or<br>centigrade heat unit | p.c.u.            | 1,899 11 · 10 <sup>3</sup>                                                 | =1,8 Btu                                          |
| kilocalorie (thermochemical)                                              |                   | 0,184 · 10 <sup>3</sup>                                                    |                                                   |
| kilocalorie (I.S.T.)                                                      | kcalIT            | 4,186 8 · 10 <sup>3</sup>                                                  | =1/860 kWh                                        |
| kilocalorie (medie)                                                       |                   | 4,190 02 · 10 <sup>3</sup>                                                 |                                                   |
| cal putere-oră (metric)                                                   | CPh               | 2,647 8 · 10 <sup>6</sup>                                                  |                                                   |
| hors power hour (nematic)                                                 | hp · h            | 2,684 52 · 10 <sup>6</sup>                                                 |                                                   |
| kilowatt-oră                                                              | kW · h            | 3,60 · 10 <sup>6</sup>                                                     |                                                   |
| thermie                                                                   | Th                | 4,185 5 · 10 <sup>6</sup>                                                  |                                                   |
| Putere<br>watt                                                            | W                 |                                                                            | Unitate (derivată) SI=<br>=J/s                    |
| watt (international 1948)                                                 |                   | 1,000 165                                                                  |                                                   |
| kilogram forță metru pe secundă                                           | kgf · m/s         | 9,806 65                                                                   |                                                   |
| horsepower (metric)                                                       |                   | 7,354 99 · 10 <sup>2</sup>                                                 |                                                   |
| cal putere                                                                | CP                | 7,354 99 · 10 <sup>2</sup>                                                 | =750 kgf · m/s                                    |
| horsepower                                                                |                   | 7,456 998 · 10 <sup>2</sup>                                                | =550 ft · lbf/s                                   |
| horsepower (U.K.)                                                         | hp                | 7,457 · 10 <sup>2</sup>                                                    |                                                   |
| horsepower (electric)                                                     |                   | 7,46 · 10 <sup>2</sup>                                                     |                                                   |
| horsepower (water)                                                        |                   | 7,460 43 · 10 <sup>2</sup>                                                 |                                                   |
| horsepower (boiler)                                                       |                   | 9,809 50 · 10 <sup>2</sup>                                                 |                                                   |
| Viscozitate dinamică<br>kilogram pe metru și secundă                      | kg/(m · s)        |                                                                            | Unitate (derivată) SI=<br>=N/(m <sup>2</sup> · s) |
| poise                                                                     | P                 | 1,00 · 10 <sup>-1</sup>                                                    |                                                   |
| Viscozitate cinematică<br>metru pătrat pe secundă                         | m <sup>2</sup> /s |                                                                            | Unitate (derivată) SI                             |
| stoke                                                                     | St                | 1,00 · 10 <sup>-4</sup>                                                    |                                                   |
| Fluiditate<br>metru secundă pe kilogram                                   | m · s/kg          |                                                                            | Unitate (derivată) SI=<br>=m <sup>2</sup> · s/N   |
| rhe                                                                       | rhe               | 1,00 · 10                                                                  |                                                   |
| Temperatura<br>kelvin (temperatura)                                       | K                 |                                                                            | Unitate (fundamen-<br>tală) SI                    |
| Celsius (temperatura)                                                     | °C                | $t_K - 273,16$                                                             |                                                   |
| Fahrenheit (temperatura)                                                  | °F                | $t_C = (5/9)(t_F - 32)$<br>$t_K = (5/9)(t_F + 459,67)$<br>$t_K = (5/9)t_R$ |                                                   |
| Rankine (temperatura)                                                     | °R                |                                                                            |                                                   |
| Diferență de temperatură<br>kelvin                                        | K                 |                                                                            | Unitate (fundamen-<br>tală) SI<br>=K              |
| grad Celsius                                                              | grd               | 1,00                                                                       |                                                   |
| grad Fahrenheit                                                           | °F                | 5,556 · 10 <sup>-1</sup>                                                   |                                                   |
| Cantitate de substanță<br>mol                                             | (mol)             |                                                                            | Unitate (fundamen-<br>tală) SI                    |



# Convertirea unităților

Tabelul A.1

## Convertirea unităților de lungime

| cm     | m       | in, Țol | ft       | yd       |
|--------|---------|---------|----------|----------|
| 1      | 0,01    | 0,3937  | 0,032808 | 0,010936 |
| 100    | 1       | 39,37   | 3,2808   | 1,09360  |
| 2,540  | 0,0254  | 1       | 0,08333  | 0,02778  |
| 30,480 | 0,30480 | 12      | 1        | 0,3333   |
| 91,442 | 0,91442 | 36      | 3        | 1        |

Tabelul A.2

## Convertirea unităților de arie

| cm <sup>2</sup>         | m <sup>2</sup>           | sq in                   | sq ft                    | sq yd                    |
|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1                       | 0,0001                   | 0,1550                  | 1,076 · 10 <sup>-3</sup> | 1,196 · 10 <sup>-4</sup> |
| 10 000                  | 1                        | 1,550 · 10 <sup>3</sup> | 10,76                    | 1,196                    |
| 6,452                   | 6,452 · 10 <sup>-4</sup> | 1                       | 6,944 · 10 <sup>-3</sup> | 7,716 · 10 <sup>-4</sup> |
| 9,290 · 10 <sup>2</sup> | 9,290 · 10 <sup>-2</sup> | 1,44 · 10 <sup>2</sup>  | 1                        | 0,1111                   |
| 8,362 · 10 <sup>3</sup> | 0,8362                   | 1,296 · 10 <sup>3</sup> | 9                        | 1                        |

Tabelul A.3

## Convertirea unităților de volum

| m <sup>3</sup>            | cu in                   | cu ft                    | cu yd                    | gal (U.S.)               | bu (U.S.)                | bbl (U.S.)                |
|---------------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------|
| 1                         | 6,102 · 10 <sup>4</sup> | 35,31                    | 1,308                    | 2,642 · 10 <sup>2</sup>  | 28,38                    | 8,648                     |
| 1,6387 · 10 <sup>-5</sup> | 1                       | 5,787 · 10 <sup>-4</sup> | 2,143 · 10 <sup>-5</sup> | 4,329 · 10 <sup>-3</sup> | 4,651 · 10 <sup>-4</sup> | 1,4172 · 10 <sup>-4</sup> |
| 0,028318                  | 1,728 · 10 <sup>3</sup> | 2                        | 0,03704                  | 7,481                    | 0,8036                   | 0,2449                    |
| 0,7646                    | 4,666 · 10 <sup>4</sup> | 27                       | 1                        | 2,020 · 10 <sup>2</sup>  | 21,70                    | 6,6120                    |
| 3,785 · 10 <sup>-3</sup>  | 2,310 · 10 <sup>2</sup> | 0,1337                   | 4,951 · 10 <sup>-3</sup> | 1                        | 0,1074                   | 32,74 · 10 <sup>-3</sup>  |
| 3,523 · 10 <sup>-2</sup>  | 2,150 · 10 <sup>3</sup> | 1,244                    | 4,608 · 10 <sup>-2</sup> | 9,309                    | 1                        | 0,3048                    |
| 0,1156                    | 7,054 · 10 <sup>3</sup> | 4,082                    | 0,1512                   | 30,542                   | 3,281                    | 1                         |

Tabelul A.4

## Convertirea unităților de masă

| g                         | kg                        | kgf · s <sup>2</sup> /m   | lb                        | slug                      |
|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 1                         | 0,001                     | 1,0197 · 10 <sup>-3</sup> | 2,2046 · 10 <sup>-3</sup> | 6,8521 · 10 <sup>-5</sup> |
| 1 000                     | 1                         | 1,0197                    | 2,2046                    | 6,8521 · 10 <sup>-2</sup> |
| 980,66                    | 9,8066 · 10 <sup>-1</sup> | 1                         | 2,1620 · 10               | 6,7195 · 10 <sup>-1</sup> |
| 453,6                     | 4,536 · 10 <sup>-1</sup>  | 4,6254 · 10 <sup>-2</sup> | 1                         | 3,1084 · 10 <sup>-2</sup> |
| 1,4594 · 10 <sup>-2</sup> | 1,4594 · 10               | 1,4882                    | 3,2171 · 10               | 1                         |

Tabelul A.5

## Convertirea unităților de forță

| dyn                  | N                       | kgf                     | lbf                     | pdl                     |
|----------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 1                    | $10^{-5}$               | $1,01972 \cdot 10^{-6}$ | $2,24809 \cdot 10^{-6}$ | $7,23301 \cdot 10^{-5}$ |
| $10^5$               | 1                       | $1,01972 \cdot 10^{-1}$ | $2,24809 \cdot 10^{-1}$ | 7,23301                 |
| $9,80665 \cdot 10^5$ | 9,80665                 | 1                       | 2,20462                 | $7,09315 \cdot 10$      |
| $4,44822 \cdot 10^5$ | 4,44822                 | $4,53592 \cdot 10^{-1}$ | 1                       | $3,21740 \cdot 10$      |
| $1,38255 \cdot 10^4$ | $1,38255 \cdot 10^{-1}$ | $1,40981 \cdot 10^{-2}$ | $3,10810 \cdot 10^{-2}$ | 1                       |

Tabelul A.6

## Convertirea unităților de presiune

| Pa<br>N/m <sup>2</sup> | μbar     | kgf/cm <sup>2</sup><br>at | kgf/m <sup>2</sup><br>mm H <sub>2</sub> O | atm                      | Torr<br>mm Hg           | lbf/in <sup>2</sup>     | in H <sub>2</sub> O     | in Hg                    |
|------------------------|----------|---------------------------|-------------------------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|--------------------------|
| 1                      | 10       | $1,01972 \cdot 10^5$      | 0,101972                                  | $9,86923 \cdot 10^{-6}$  | $7,50064 \cdot 10^{-3}$ | $1,45038 \cdot 10^{-4}$ | $4,01463 \cdot 10^{-3}$ | $0,295300 \cdot 10^{-3}$ |
| 0,1                    | 1        | $1,01972 \cdot 10^3$      | $1,01972 \cdot 10^{-2}$                   | $0,986923 \cdot 10^{-6}$ | $7,50064 \cdot 10^{-4}$ | $0,45038 \cdot 10^{-4}$ | $4,01463 \cdot 10^{-4}$ | $0,295300 \cdot 10^{-4}$ |
| 0,980665               | 9,80665  | 1                         | 10 000                                    | 0,967839                 | 735,570                 | 14,2233                 | 393,700                 | 28,9590                  |
| 1,01325                | 10,1325  | 0,0001                    | 1                                         | $0,967839 \cdot 10^{-4}$ | $7,35570 \cdot 10^{-2}$ | $1,42233 \cdot 10^{-3}$ | $3,93700 \cdot 10^{-2}$ | $2,89590 \cdot 10^{-3}$  |
| 133,322                | 1 333,22 | 1,03323                   | 10 332,3                                  | 1                        | 760                     | 14,6959                 | 406,785                 | 29,9214                  |
| 6,89476                | 68,9476  | $1,35949 \cdot 10^{-3}$   | 13,5951                                   | $1,31579 \cdot 10^{-3}$  | 1                       | $1,93367 \cdot 10^{-2}$ | 0,535240                | $3,93701 \cdot 10^{-2}$  |
| 249,089                | 2 490,89 | $703 072 \cdot 10^{-3}$   | 703,072                                   | $6,80460 \cdot 10^{-2}$  | 51,7151                 | 1                       | 27,6800                 | 2,03603                  |
| 3 386,41               | 33 864,1 | $2,54 \cdot 10^{-3}$      | 25,4                                      | $2,39631 \cdot 10^{-3}$  | 1,86832                 | $3,61272 \cdot 10^{-2}$ | 1                       | $73,5556 \cdot 10^{-3}$  |
|                        |          | $34,5316 \cdot 10^{-3}$   | 345,316                                   | $3,25781 \cdot 10^{-3}$  | 25,4                    | 0,491153                | 13,5951                 | 1                        |



Tabelul A.7

## Convertirea unităților de energie

| erg                      | J                       | kWh                       | kgf·m                    | kcal <sub>IT</sub>       | B.T.U.                     | ft·lbf                   |
|--------------------------|-------------------------|---------------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------|--------------------------|
| 1                        | 10 <sup>-7</sup>        | 2,77778·10 <sup>-14</sup> | 1,01972·10 <sup>-8</sup> | 2,3885·10 <sup>-11</sup> | 9,478134·10 <sup>-11</sup> | 7,37561·10 <sup>-8</sup> |
| 10 <sup>7</sup>          | 1                       | 2,77778·10 <sup>-7</sup>  | 1,01972·10 <sup>-1</sup> | 2,3885·10 <sup>-4</sup>  | 9,478134·10 <sup>-4</sup>  | 7,37561·10 <sup>-1</sup> |
| 360·10 <sup>11</sup>     | 360·10 <sup>4</sup>     | 1                         | 3,67098·10 <sup>5</sup>  | 8,59845·10 <sup>2</sup>  | 3,41214·10 <sup>3</sup>    | 2,65522·10 <sup>6</sup>  |
| 9,80665·10 <sup>7</sup>  | 9,80665                 | 2,72407·10 <sup>-6</sup>  | 1                        | 2,34615·10 <sup>-3</sup> | 9,29489·10 <sup>-3</sup>   | 7,23301                  |
| 4,1868·10 <sup>10</sup>  | 4,1868·10 <sup>3</sup>  | 1,1630·10 <sup>-3</sup>   | 426,23                   | 1                        | 3,96825                    | 3,08804·10 <sup>3</sup>  |
| 1,05506·10 <sup>10</sup> | 1,05506·10 <sup>3</sup> | 2,93071·10 <sup>-4</sup>  | 1,07586·10 <sup>2</sup>  | 0,25200                  | 1                          | 7,78168·10 <sup>2</sup>  |
| 1,35582·10 <sup>7</sup>  | 1,35582                 | 3,76617·10 <sup>-7</sup>  | 1,38255·10 <sup>-1</sup> | 3,2383·10 <sup>-4</sup>  | 1,28507·10 <sup>-3</sup>   | 1                        |

Tabelul A.8

## Convertirea unităților de putere

| erg/s                   | W                        | kgf/m·s                  | CP                        | hp                        | ft·pdl/s                 | ft·fdl/s                 |
|-------------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1                       | 10 <sup>-7</sup>         | 1,01972·10 <sup>-8</sup> | 1,35962·10 <sup>-10</sup> | 1,34102·10 <sup>-10</sup> | 2,37304·10 <sup>-6</sup> | 7,37572·10 <sup>-8</sup> |
| 10 <sup>7</sup>         | 1                        | 1,01972·10 <sup>-1</sup> | 1,35962·10 <sup>-3</sup>  | 1,37304·10 <sup>-3</sup>  | 2,37304·10               | 7,37572·10 <sup>-1</sup> |
| 9,80665·10 <sup>7</sup> | 9,80665                  | 1                        | 1,33333·10 <sup>-2</sup>  | 1,31509·10 <sup>-2</sup>  | 2,32715·10 <sup>2</sup>  | 7,23301                  |
| 735,499·10 <sup>7</sup> | 735,499                  | 75                       | 1                         | 9,86320·10 <sup>-1</sup>  | 1,74537·10 <sup>4</sup>  | 5,42476·10 <sup>2</sup>  |
| 745,700·10 <sup>7</sup> | 745,700                  | 7,60402·10               | 1,01387                   | 1                         | 1,76957·10 <sup>4</sup>  | 550                      |
| 421,401·10 <sup>3</sup> | 4,21401·10 <sup>-2</sup> | 4,29710·10 <sup>-3</sup> | 5,72946·10 <sup>-5</sup>  | 5,65108·10 <sup>-5</sup>  | 1                        | 3,10810·10 <sup>-3</sup> |
| 1,35580·10 <sup>7</sup> | 1,35580                  | 1,38255·10 <sup>-1</sup> | 1,84340·10 <sup>-3</sup>  | 1,81818·10 <sup>-3</sup>  | 3,21740·10               | 1                        |

Tabelul A.9

Convertirea unităților de vîscozitate dinamică

| poise (P) sau<br>g/cm · s | decapoise (daP)<br>N · s/m <sup>2</sup> sau<br>kg/(m · s) | kgf · s/m <sup>2</sup>  | kgf · h/m <sup>2</sup>    | lbf · s/sq in            | lbf · s/sq ft            |
|---------------------------|-----------------------------------------------------------|-------------------------|---------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1                         | 0,1                                                       | 1,02 · 10 <sup>-2</sup> | 2,831 · 10 <sup>-6</sup>  | 1,450 · 10 <sup>-5</sup> | 2,089 · 10 <sup>-3</sup> |
| 10                        | 1                                                         | 1,02 · 10 <sup>-1</sup> | 2,831 · 10 <sup>-5</sup>  | 1,450 · 10 <sup>-4</sup> | 2,089 · 10 <sup>-2</sup> |
| 98,1                      | 9,81                                                      | 1                       | 2,778 · 10 <sup>-4</sup>  | 1,422 · 10 <sup>-3</sup> | 2,047 · 10 <sup>-1</sup> |
| 353,2 · 10 <sup>3</sup>   | 3,532 · 10 <sup>4</sup>                                   | 3,600 · 10 <sup>3</sup> | 1                         | 5,118                    | 0,737 · 10 <sup>3</sup>  |
| 6,895 · 10 <sup>4</sup>   | 6,895 · 10 <sup>3</sup>                                   | 7,033 · 10 <sup>2</sup> | 1,954 · 10 <sup>-1</sup>  | 1                        | 1,440 · 10 <sup>2</sup>  |
| 4,788 · 10 <sup>2</sup>   | 4,788 · 10                                                | 4,884                   | 1,3569 · 10 <sup>-3</sup> | 6,944 · 10 <sup>-3</sup> | 1                        |

Tabelul A.10

Convertirea unităților de vîscozitate cinematică

| stokes (S) sau<br>cm <sup>2</sup> /s | decakilostokes<br>(dakSt) sau<br>m <sup>2</sup> /s | m <sup>2</sup> /h | sq in/s                  | sq ft/s                   |
|--------------------------------------|----------------------------------------------------|-------------------|--------------------------|---------------------------|
| 1                                    | 10 <sup>-4</sup>                                   | 0,3600            | 1,550 · 10 <sup>-1</sup> | 1,0764 · 10 <sup>-3</sup> |
| 10 <sup>4</sup>                      | 1                                                  | 3 600             | 1,550 · 10 <sup>3</sup>  | 1,0764 · 10               |
| 2,778                                | 2,778 · 10 <sup>4</sup>                            | 1                 | 4,303 · 10 <sup>-1</sup> | 2,988 · 10 <sup>-3</sup>  |
| 6,451                                | 6,451 · 10 <sup>4</sup>                            | 2,324             | 1                        | 6,944 · 10 <sup>-3</sup>  |
| 929,0                                | 9,290 · 10 <sup>-2</sup>                           | 334,7             | 144                      | 1                         |

Tabelul A.11

Convertirea unităților de conductivitate termică

| erg/(cm · s · K)         | J/(m · s · K)<br>W/(m · K) | kcal/(m · s · K)           | kcal/(m · h · K)         | B.t.u/(ft · h · °F)<br>P.c.u/(ft · h · °C) |
|--------------------------|----------------------------|----------------------------|--------------------------|--------------------------------------------|
| 1                        | 10 <sup>-5</sup>           | 0,23885 · 10 <sup>-3</sup> | 0,860 · 10 <sup>-5</sup> | 0,5777 · 10 <sup>-5</sup>                  |
| 10 <sup>5</sup>          | 1                          | 0,23885 · 10 <sup>-3</sup> | 0,860                    | 0,5777                                     |
| 4,1868 · 10 <sup>6</sup> | 4,1868 · 10 <sup>3</sup>   | 1                          | 3 600                    | 2 419,6                                    |
| 1,1626 · 10 <sup>5</sup> | 1,1626                     | 2,777 · 10 <sup>-4</sup>   | 1                        | 0,67191                                    |
| 1,7309 · 10 <sup>5</sup> | 1,7309                     | 4,133 · 10 <sup>-4</sup>   | 1,4883                   | 1                                          |

Tabelul A.12

Convertirea unităților pentru coeficientul de transfer termic

| erg/(cm <sup>2</sup> · s · K) | J/(m <sup>2</sup> · s · K)<br>W/(m <sup>2</sup> · K) | kcal/(m <sup>2</sup> · s · K) | kcal/(m <sup>2</sup> · h · K) | B.t.u/(ft <sup>2</sup> · h · °F)<br>P.c.u/(ft <sup>2</sup> · h · °C) |
|-------------------------------|------------------------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------------------------------|
| 1                             | 10 <sup>-3</sup>                                     | 0,23885 · 10 <sup>-6</sup>    | 0,860 · 10 <sup>-3</sup>      | 0,17615 · 10 <sup>-3</sup>                                           |
| 10 <sup>3</sup>               | 1                                                    | 0,23885 · 10 <sup>-3</sup>    | 0,860                         | 0,17615                                                              |
| 4,1868 · 10 <sup>3</sup>      | 4,1868 · 10 <sup>3</sup>                             | 1                             | 3 600                         | 737,5                                                                |
| 1,1626 · 10 <sup>3</sup>      | 1,1626                                               | 2,777 · 10 <sup>-4</sup>      | 1                             | 0,2048                                                               |
| 5,677 · 10 <sup>3</sup>       | 5,677                                                | 13,560 · 10 <sup>-4</sup>     | 4,883                         | 1                                                                    |



## Convertirea temperaturilor

| °C    | X      | °F     | °C   | X   | °F    | °C  | X     | °F    | °C                                                                                                                 | X     | °F    |
|-------|--------|--------|------|-----|-------|-----|-------|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|
| -273  | -459,4 |        | 11,1 | 52  | 125,6 | 316 | 600   | 1 112 | 871                                                                                                                | 1 600 | 2 912 |
| -262  | -440   |        | 12,2 | 54  | 129,2 | 327 | 520   | 1 148 | 882                                                                                                                | 1 620 | 1 948 |
| -251  | -420   |        | 13,3 | 56  | 132,8 | 338 | 640   | 1 184 | 893                                                                                                                | 1 640 | 2 984 |
| -240  | -400   |        | 14,4 | 58  | 136,4 | 349 | 660   | 1 220 | 904                                                                                                                | 1 660 | 3 020 |
| -229  | -380   |        | 15,6 | 60  | 140,0 | 360 | 680   | 1 256 | 916                                                                                                                | 1 680 | 3 056 |
| -218  | -360   |        | 16,7 | 62  | 143,6 | 371 | 700   | 1 292 | 927                                                                                                                | 1 700 | 3 092 |
| -207  | -340   |        | 17,8 | 64  | 147,2 | 382 | 720   | 1 328 | 938                                                                                                                | 1 720 | 3 128 |
| -196  | -320   |        | 18,9 | 66  | 150,8 | 393 | 740   | 1 340 | 949                                                                                                                | 1 740 | 3 164 |
| -184  | -300   |        | 20,0 | 68  | 154,4 | 404 | 760   | 1 400 | 960                                                                                                                | 1 760 | 3 200 |
| -173  | -280   |        | 21,1 | 70  | 158,0 | 416 | 780   | 1 436 | 971                                                                                                                | 1 780 | 3 236 |
| -169  | -273   | -459,4 | 22,2 | 72  | 161,6 | 427 | 800   | 1 472 | 982                                                                                                                | 1 800 | 3 272 |
| -162  | -260   | -436   | 23,3 | 74  | 165,2 | 438 | 820   | 1 508 | 993                                                                                                                | 1 820 | 3 308 |
| -151  | -240   | -400   | 24,4 | 76  | 168,8 | 449 | 840   | 1 544 | 1 004                                                                                                              | 1 840 | 3 344 |
| -140  | -220   | -364   | 25,6 | 78  | 172,4 | 460 | 860   | 1 580 | 1 016                                                                                                              | 1 860 | 3 380 |
| -129  | -200   | -328   | 26,7 | 80  | 176,0 | 471 | 880   | 1 616 | 1 027                                                                                                              | 1 880 | 3 416 |
| -118  | -180   | -292   | 27,8 | 82  | 179,6 | 482 | 900   | 1 652 | 1 038                                                                                                              | 1 900 | 3 452 |
| -107  | -160   | -256   | 28,9 | 84  | 183,2 | 493 | 920   | 1 688 | 1 049                                                                                                              | 1 920 | 3 488 |
| -95,6 | -140   | -220   | 30,0 | 86  | 186,8 | 504 | 940   | 1 724 | 1 060                                                                                                              | 1 940 | 3 524 |
| -84,4 | -120   | -184   | 31,1 | 88  | 190,4 | 516 | 960   | 1 760 | 1 071                                                                                                              | 1 960 | 3 560 |
| -73,3 | -100   | -148   | 32,2 | 90  | 194,0 | 527 | 980   | 1 796 | 1 082                                                                                                              | 1 980 | 3 596 |
| -62,2 | -80    | -112   | 33,3 | 92  | 197,6 | 538 | 1 000 | 1 832 | 1 093                                                                                                              | 2 000 | 3 632 |
| -51,1 | -60    | -76    | 34,4 | 94  | 201,2 | 549 | 1 020 | 1 868 | Tabela de inter-<br>polare                                                                                         |       |       |
| -40,0 | -40    | -40    | 35,6 | 96  | 204,8 | 560 | 1 040 | 1 904 |                                                                                                                    |       |       |
| -28,9 | -20    | -4     | 36,7 | 98  | 208,4 | 571 | 1 060 | 1 940 | °C                                                                                                                 |       | °F    |
| -17,8 | 0      | 32     | 37,8 | 100 | 212,0 | 582 | 1 080 | 1 976 | 0,56                                                                                                               | 1     | 1,8   |
| -16,7 | 2      | 35,6   | 49   | 120 | 248   | 593 | 1 100 | 2 012 | 1,11                                                                                                               | 2     | 3,6   |
| -15,6 | 4      | 39,2   | 60   | 140 | 284   | 604 | 1 120 | 2 048 | 1,67                                                                                                               | 3     | 5,4   |
| -14,4 | 6      | 42,8   | 71   | 160 | 320   | 616 | 1 140 | 2 084 | 2,22                                                                                                               | 4     | 7,2   |
| -13,3 | 8      | 46,4   | 82   | 180 | 356   | 627 | 1 160 | 2 120 | 2,78                                                                                                               | 5     | 9,0   |
| -12,2 | 10     | 50,0   | 90   | 200 | 392   | 638 | 1 180 | 2 156 | 3,33                                                                                                               | 6     | 10,8  |
| -11,1 | 12     | 53,6   | 100  | 212 | 413   | 649 | 1 200 | 2 192 | 3,89                                                                                                               | 7     | 12,6  |
| -10,0 | 14     | 57,2   | 104  | 220 | 428   | 660 | 1 220 | 2 228 | 4,44                                                                                                               | 8     | 14,4  |
| -8,89 | 16     | 61,8   | 116  | 240 | 464   | 671 | 1 240 | 2 264 | 5,00                                                                                                               | 9     | 16,2  |
| -7,78 | 18     | 65,4   | 127  | 260 | 500   | 682 | 1 260 | 2 300 | 5,56                                                                                                               | 10    | 18,0  |
| -6,67 | 20     | 68,0   | 138  | 280 | 536   | 693 | 1 280 | 2 336 | 6,12                                                                                                               | 11    | 19,8  |
| -5,56 | 22     | 71,6   | 149  | 300 | 572   | 704 | 1 300 | 2 372 | 6,67                                                                                                               | 12    | 21,6  |
| -4,44 | 24     | 75,2   | 160  | 320 | 608   | 716 | 1 320 | 2 408 | 7,23                                                                                                               | 13    | 23,4  |
| -3,33 | 26     | 78,8   | 171  | 340 | 644   | 727 | 1 340 | 2 444 | 7,78                                                                                                               | 14    | 25,2  |
| -2,22 | 28     | 82,4   | 182  | 360 | 680   | 738 | 1 360 | 2 480 | 8,34                                                                                                               | 15    | 27,0  |
| -1,11 | 30     | 86,0   | 193  | 380 | 716   | 749 | 1 380 | 2 516 | 8,89                                                                                                               | 16    | 28,8  |
| 0     | 32     | 89,8   | 204  | 400 | 752   | 760 | 1 400 | 2 552 | 9,45                                                                                                               | 17    | 30,6  |
| 1,11  | 34     | 93,2   | 216  | 420 | 788   | 771 | 1 420 | 2 588 | 10,00                                                                                                              | 18    | 32,4  |
| 2,22  | 36     | 96,8   | 227  | 440 | 824   | 782 | 1 440 | 2 624 | 10,56                                                                                                              | 19    | 34,2  |
| 3,33  | 38     | 100,4  | 238  | 460 | 860   | 793 | 1 460 | 2 660 | 11,11                                                                                                              | 20    | 36,0  |
| 4,44  | 40     | 104,0  | 249  | 480 | 896   | 804 | 1 480 | 2 696 | $^{\circ}\text{C} = (^{\circ}\text{F} - 32) \frac{5}{9}$<br>$^{\circ}\text{F} = ^{\circ}\text{C} \frac{9}{5} + 32$ |       |       |
| 5,56  | 42     | 107,6  | 260  | 500 | 932   | 816 | 1 500 | 2 732 |                                                                                                                    |       |       |
| 6,67  | 44     | 111,2  | 271  | 520 | 968   | 827 | 1 520 | 2 768 |                                                                                                                    |       |       |
| 7,78  | 46     | 114,8  | 282  | 540 | 1 004 | 838 | 1 540 | 2 804 |                                                                                                                    |       |       |
| 8,89  | 48     | 118,4  | 293  | 560 | 1 040 | 849 | 1 560 | 2 840 |                                                                                                                    |       |       |
| 10,0  | 50     | 122,0  | 304  | 580 | 1 076 | 860 | 1 580 | 2 876 |                                                                                                                    |       |       |

X °F din coloana mijlocie corespund la numărul de grade Celsius din coloana °C.  
 X °C din coloana mijlocie corespund la numărul de grade Fahrenheit din coloana °F.  
 Pentru numere intermediare se folosește tabela de interpolare.